



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
[www.tul.cz](http://www.tul.cz)



Fakulta strojní  
Katedra vozidel a motorů

# Návrh podvozku elektromobilu

Diplomová práce

## Electric car chassis design

Thesis

DP - KVM - 656

vypracoval Jakub Lindauer (květen 2013)



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
[www.tul.cz](http://www.tul.cz)



Fakulta strojní  
Katedra vozidel a motorů

Studijní program – N2301 Strojní inženýrství  
Obor – 2302T010 Konstrukce strojů a zařízení  
Zaměření – Kolové dopravní a manipulační stroje

# Návrh podvozku elektromobilu

Diplomová práce

## Electric car chassis design

Thesis

DP - KVM - 656

vedoucí práce: Ing. Robert Voženílek, Ph.D., TU v Liberci, KVM  
konzultant práce: Ing. Martin Bukvic, TU v Liberci, KVM

Počet stran: 86  
Počet obrázků: 76  
Počet tabulek: 24  
Počet grafů: 13  
Počet příloh: 1  
Počet výkresů: 24

vypracoval Jakub Lindauer (květen 2013)

zadání diplomové práce

# Anotace

---

## **Návrh podvozku elektromobilu**

Práce se zabývá návrhem podvozku elektromobilu eTUL, který vzniká na katedře Vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci. V úvodu se věnuje nejčastěji současně používaným řešením všech částí podvozku. Dále popisuje konstrukční návrh všech součástí podvozku i následnou analýzu jeho pevnosti a vlastností.

Klíčová slova: eTUL, podvozek

## **Electric car chassis design**

Thesis deals with design chassis of electric car eTUL which arises at the department of Vehicles and Motors at the Technical University of Liberec. The introduction deals with the most currently used solution of all parts of the chassis. It also describes the design of chassis components and subsequent analysis of the strength and performance.

Keywords: eTUL, chassis

Zpracoval:

Dokončeno:

Archivní označení zprávy:

# Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

---

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V.....dne.....

.....  
Podpis

# Poděkování

---

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Robertui Voženílkovi, Ph.D., který mi vždy ochotně poradil a byl mi kdykoli k dispozici. Také mi poskytl mnoho užitečných podkladů k práci.

# Seznam symbolů a jednotek

---

$k$	tuhost pružiny	[N/m]
$\gamma$	úhel odklonu kola	[°]
$\sigma$	příklon rejdové osy	[°]
$r_0$	poloměr rejdu	[mm]
$\tau$	záklon rejdové osy	[°]
$n_k$	závitok	[mm]
$\delta_0$	úhel sbíhavosti	[°]
$F_t$	síla v tlumiči	[N]
$V$	rychlost	[m/s]
$R_m$	mez pevnosti	[MPa]
$R_e$	mez kluzu	[MPa]
$m$	hmotnost	[kg]
$l$	rozvor	[m]
$l_z$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	[m]
$l_p$	vzdálenost těžiště od přední nápravy	[m]
$h$	výška těžiště	[m]
$g$	gravitační zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$G$	tíhová síla	[N]
$Z_p$	svislá reakce na přední nápravě	[N]
$Z_z$	svislá reakce na zadní nápravě	[N]
$F_K$	hnací síla	[N]
$O_a$	odpor zpomalení	[N]
$a$	zrychlení	[m/s <sup>2</sup> ]
$\delta$	součinitel vlivu rotačních hmot	[1]
$\varphi$	součinitel adheze	[1]
$B_p$	brzdná síla na přední nápravě	[N]
$B_z$	brzdná síla na zadní nápravě	[N]
$Y_p$	boční síla na přední nápravě	[N]
$Y_z$	boční síla na zadní nápravě	[N]
$a$	výška svaru	[mm]
$l_s$	délka svaru	[mm]
$m_p$	hmotnost přední nápravy	[kg]
$m_z$	hmotnost zadní nápravy	[kg]
$J$	moment setrvačnosti karoserie	kg . m <sup>2</sup>
$b_p$	tlumení předního tlumiče	[N . s/m]
$b_z$	tlumení zadního tlumiče	[N . s/m]
$b_K$	tlumení pneumatiky	[N . s/m]
$k_p$	tuhost přední pružiny	[N/m]
$k_z$	tuhost zadní pružiny	[N/m]
$k_K$	tuhost pneumatiky	[N/m]
$\alpha$	natočení karoserie	[rad]
$y$	posunutí karoserie	[m]
$y_p$	posunutí přední nápravy	[m]
$y_z$	posunutí zadní nápravy	[m]
$y_0$	buzení	[m]

# Obsah

---

1 Úvod .....	10
2 Podvozky motorových vozidel .....	12
2.1 Pneumatiky a kola .....	12
2.1.1 Pneumatiky .....	12
2.1.2 Vozidlová kola .....	13
2.1.3 Ráfky .....	13
2.2 Zavěšení kol .....	14
2.2.1 Tuhá náprava .....	15
2.2.2 Nezávislé zavěšení kol .....	16
2.3 Uložení kol .....	20
2.3.1 Uložení kola .....	20
2.3.2 Uložení otočného čepu .....	20
2.4 Odpružení .....	21
2.4.1 Pružiny .....	21
2.4.2 Příčné stabilizátory .....	23
2.4.3 Tlumiče .....	23
2.5 Řízení .....	25
2.5.1 Geometrie řízených kol .....	25
2.5.2 Mechanismus řízení .....	26
2.5.3 Díly řízení .....	27
2.6 Brzdová zařízení .....	29
2.6.1 Bubnové brzdy .....	29
2.6.2 Kotoučové brzdy .....	29
3 Návrh konstrukčního řešení podvozku .....	31
3.1 Konstrukční návrh přední nápravy .....	31
3.1.1 Legislativní požadavky na přední nápravu .....	33
3.1.2 Použitá kola a pneumatiky .....	33
3.1.3 Zavěšení přední nápravy .....	34
3.1.4 Uložení kol přední nápravy .....	39
3.1.5 Odpružení přední nápravy .....	39
3.1.6 Řízení přední nápravy .....	40
3.1.7 Přenos hnacího momentu .....	42
3.1.8 Konečná podoba přední nápravy .....	43
3.1.9 Díly použité na přední nápravě .....	44
3.2 Konstrukční návrh zadní nápravy .....	48
3.2.1 Zavěšení zadní nápravy .....	49



3.2.2 Uložení kol zadní nápravy.....	52
3.2.3 Odpružení zadní nápravy.....	52
3.2.4 Konečná podoba zadní nápravy .....	53
3.2.5 Díly použité na zadní nápravě .....	54
4 Pevnostní kontrola.....	56
4.1 Definice jízdních režimů a určení sil .....	56
4.1.1 Statické zatížení vozidla .....	57
4.1.2 Zatížení při rozjezdu vozidla .....	58
4.1.3 Zatížení při brzdění vozidla .....	60
4.1.4 Zatížení při průjezdu zatáčkou .....	62
4.1.5 Dynamické zatížení.....	64
4.2 Kontrola dílů zadní nápravy .....	65
4.2.1 Pevnostní kontrola při rozjezdu.....	67
4.2.2 Pevnostní kontrola při brzdění .....	68
4.2.3 Pevnostní kontrola při průjezdu zatáčkou .....	69
4.2.4 Kontrola svaru.....	72
4.2.5 Hodnocení .....	73
5 Kinematika podvozku .....	74
5.1 Změna geometrie při propružení .....	74
5.2 Změna geometrie při naklonění karoserie.....	75
5.3 Geometrie řízení .....	76
5.4 Dynamika podvozku.....	77
5.4.1 Statika podvozku .....	81
5.4.2 Přejezd nerovnosti .....	82
5.4.2 Jízda po nerovném povrchu.....	83
6 Závěr .....	85
7 Použité zdroje:.....	86
Přílohy .....	87

# 1 Úvod

---

V dnešní době jsou vyráběna téměř výhradně vozidla vybavená spalovacím motorem, a to nejčastěji na kapalná paliva. Základní technologie tohoto typu vozidel je již velmi stará a zvládnutá. Ovšem se zpříšňujícími se především emisními předpisy a zvyšující se cenou těchto pohonných hmot vzniká prostor i pro komerční úspěch jiného typu pohonu. Tím může být přechod na jiná například plynná paliva nebo pohon pomocí elektromotoru napájeného z baterie (tzv. elektromobil). Samotná myšlenka elektromobilu je již velmi stará, první se objevily již kolem roku 1830, tedy již na počátku historie automobilů spolu soupeřily elektromobily s vozidly vybaveným spalovacím motorem. Nakonec byla myšlenka elektromobilu kvůli nedokonalé technologii opuštěna. Bohužel ani dnes není pro použití elektrické energie pro pohon vozidel situace ideální. Elektromobily se potýkají s mnohými konstrukčními a technologickými problémy. Kvůli jejich odhalení a řešení vznikají různé studie a projekty, mezi které patří i projekt malého městského elektromobilu eTUL pro dvě osoby, který vznikl v rámci práce na Katedře vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci. Cílem tohoto projektu je vytvořit celý elektromobil včetně veškeré dokumentace potřebné k výrobě.

Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem podvozku elektromobilu eTUL, tedy zavěšením přední i zadní nápravy, řízením a přenosem točivého momentu na hnaná kola. Snahou je snadná konstrukce a přiměřené náklady na výrobu.

Podvozek je neodmyslitelnou součástí motorového vozidla, přenáší všechny síly mezi vozidlem a vozovkou a také slouží k řízení vozidla. Podstatně ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla, ale i pohodlí posádky nebo bezpečnost. Je také vystaven nepříznivým podmínkám, kdy jeho součásti přichází do styku s prachem, vodou či solí. Je vystaven i vlivu nízkých či naopak vysokých teplot. V neposlední řadě je i velmi mechanicky namáhán, a to silami velmi různorodého charakteru.

Následující kapitoly se nejprve věnují přehledu dnes běžných způsobů konstrukčního řešení jednotlivých částí podvozku, ať už jde o zavěšení kol, jejich uložení nebo řízení. Následuje samotný návrh konstrukčního řešení podvozku. Uzavírá nezbytná pevnostní kontrola a také analýza vlastností podvozku.

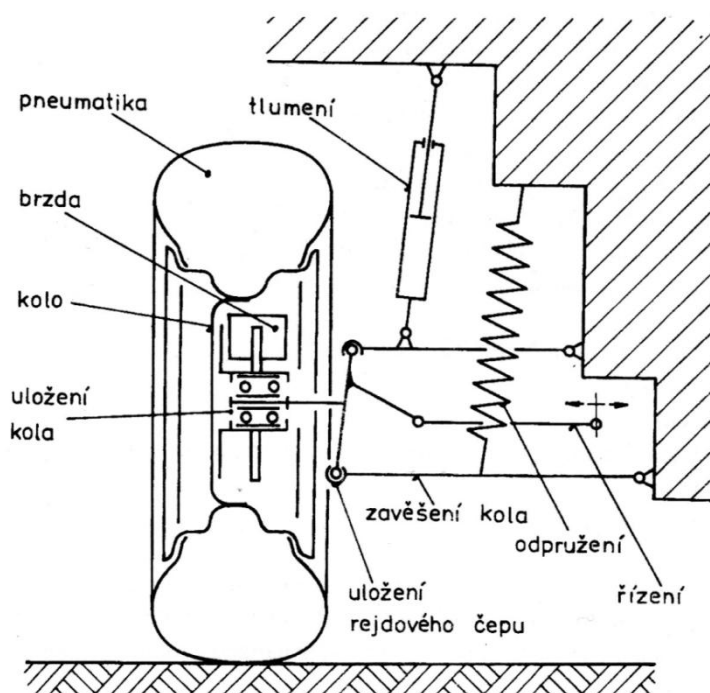
Při konstrukčním řešení musel být brán ohled na koncept, který byl vytvořen v práci Elektromobil pro dvě osoby od Lukáše Pilvouska (1). Ta definovala základní podobu a parametry vozidla, které byly výchozí pro konstrukci podvozku.



Obr. 1 Koncept eTUL (1)

## 2 Podvozky motorových vozidel

Podvozek je spodní částí motorového vozidla a skládá se z několika hlavních částí. Kolo s pneumatikou zajišťují kontakt s vozovkou, přenáší síly a momenty a také pruží. Dále ze zavěšení kol, které umožňuje relativní pohyb kola a přenáší síly mezi kolem a rámem. Odpružení kompenzuje přenos vibrací a rázu z nápravy do rámu vozidla. Řízení zabezpečuje směrové ovládání vozidla. Nakonec brzdné zařízení slouží ke snížení rychlosti vozidla či k jeho setrvání v klidu. (2)



Obr. 2 Přehled konstrukčních částí podvozku (2)

### 2.1 Pneumatiky a kola

Kolo s pneumatikou je spojovacím článkem mezi vozidlem a vozovkou. Vozidlová kola nesou hmotnost vozidla a nákladu, přenášejí hnací a brzdící momenty a boční síly. Dále jsou důležitým činitelem v pružící soustavě vozidla z hlediska zvětšení jízdního pohodlí a bezpečnosti jízdy. Vozidlová kola sestávají ze dvou částí: z pneumatik a kola. (2)

#### 2.1.1 Pneumatiky

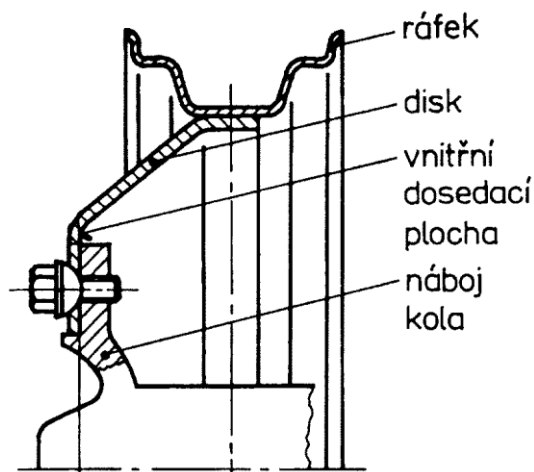
Pneumatikou rozumíme plášť příp. s duší, ochranou vložkou nebo bezdušovým ventilem namontovaným na ráfek a naplněný stlačeným vzduchem. Ochranná vložka se používá jen u některých typů ráfků. U bezdušových pneumatik odpadá duše a její funkci přebírá vlastní plášť opatřený bezdušovým ventilem. Plášť je pružná vnější část pneumatiky, která zajišťuje styk s vozovkou a která dosedá

svou patkovou částí na ráfek. V praxi bývá pojem plášť často zaměňován za pojem pneumatika a naopak. (2)

### 2.1.2 Vozidlová kola

Vozidlové kolo se skládá ze střední nosné části a ráfku. Podle provedení střední nosné části lze kola rozdělit na:

- disková kola, jejichž nosnou část tvoří lisovaný kotouč (disk) buď plný, nebo s odlehčovacími nebo větracími otvory. (2)
- hvězdicová kola (Trilex), jejichž nosnou část tvoří lisovaná nebo odlévaná hvězdicová hlava. (2)



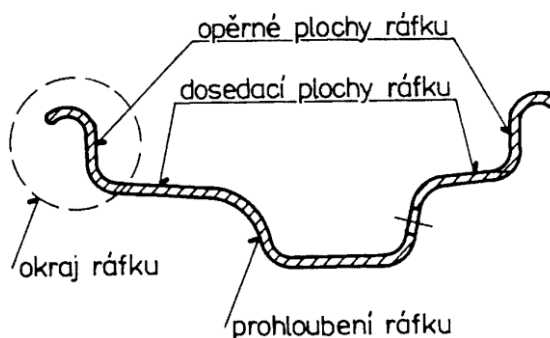
Obr. 3 Označení hlavních částí na diskovém kole (2)

### 2.1.3 Ráfky

Ráfek kola slouží k udržení pneumatiky, která musí být s ním spojena tak, aby mohly být přenášeny svislé, boční a obvodové síly bez relativního pohybu mezi pneumatikou a ráfkem. Rozdělení ráfků a jejich označování stanoví ČSN 30 3707. (2)

Vlastní ráfek se skládá z následujících částí:

- opěrných ploch ráfku, které jsou boční dorazy pro patky pneumatik.
- dosedacích ploch ráfku, přitlakem patek pneumatik k dosedacím plochám je umožněn přenos obvodových sil.
- prohloubení ráfku, které umožňuje montáž pneumatiky na nedělený ráfek.



Obr. 4 Názvosloví ráfků (2)

## 2.2 Zavěšení kol

Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu nebo karoserii vozidla. (2)

### *Zavěšení kola má tyto funkce:*

Umožnit svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karoserii nebo rámu, potřebný z hlediska propružení a eliminuje na přijatelnou hodnotu nežádoucí pohyby kola (zejména boční posuv a naklápění kola). Jde o tzv. vedení kola. Touto problematikou se zabývá kinematické řešení zavěšení. (2)

Přenášet síly a momenty mezi kolem a karoserií, tj. svislé síly (zatížení vozidla), podélné síly (hnací a brzdné síly), příčné síly (odstředivé síly) a momenty podélných sil (hnací a brzdny moment). Tyto otázky jsou řešeny pevnostní kontrolou zavěšení. (2)

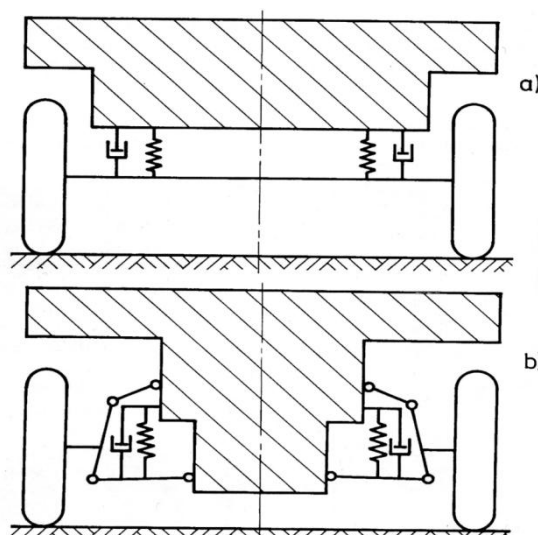
Na zavěšení jsou pak kladeny i další požadavky z hlediska konstrukce. Zavěšení musí být tuhé a kinematicky jednoznačné, vyžadujeme minimální změnu geometrie při propružení a s tím související minimální opotřebení pneumatik. Dále by mělo umožňovat nekonfliktní zástavbu a být odolné vůči agresivnímu prostředí.

### *Druhy zavěšení kol:*

Zavěšení kol bývá zpravidla děleno na dva druhy:

- nezávislé odpružení (tuhá náprava) – kola jsou na společném příčném nosníku (mostu) a kinematicky tvoří jedno těleso. Pohyb jednoho kola tedy ovlivňuje i pohyb druhého. (2)
- nezávislé odpružení – každé kolo je zavěšeno zvlášť, kola se při propružení přímo neovlivňují. (2)

Podle přenosu hnacího momentu ještě dělíme nápravy na nápravy poháněné a nápravy nepoháněné.



Obr. 5 Porovnání tuhé nápravy (a) a nezávislého zavěšení (b) (2)

### 2.2.1 Tuhá náprava

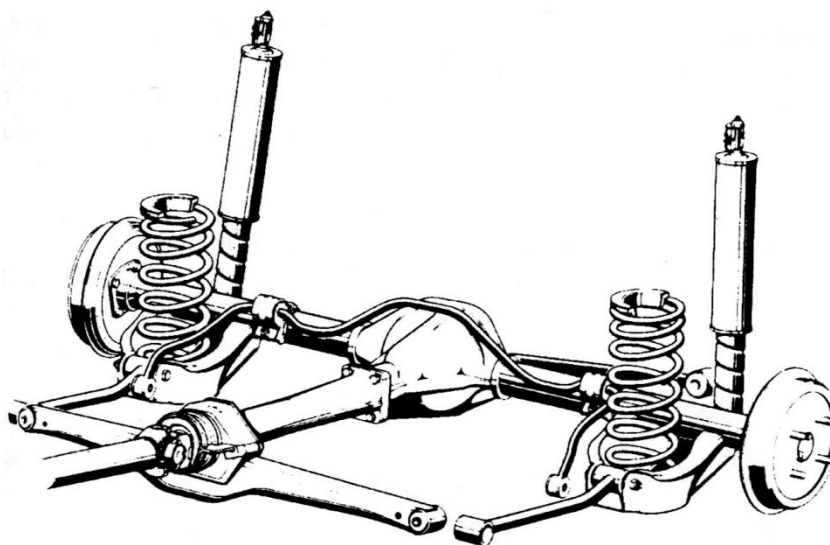
Tuhá náprava je nejstarší a dnes stále ještě užívaný druh zavěšení kol. Je zejména používán pro zadní nápravy osobních a užitkových automobilů. Mezi její nevýhody patří velká hmota neodpružených částí, a pokud je náprava hnaná, rázy se přenáší i na její rotační části. (2)

Tuhá náprava musí splnit několik konstrukčních požadavků. V případě hnané nápravy musí zprostředkovat přenos hnacího momentu. Dále umožnit relativní svislý pohyb nápravy vůči rámu a omezit přenos vibrací do rámu při přejezdu nerovností. Síly v dalších osách musí být zachyceny. Jde o síly podélné (podélná stabilizace) a příčné (příčná stabilizace).

***Tuhé nápravy mohou být vedeny několika způsoby:***

- a) **listová pera** – Listové pružiny slouží k vedení nápravy a zároveň i jako pružný a tlumící prvek.
- b) **podélná a příčná ramena** – Náprava je uložena soustavou čtyř příčných ramen a podélným ramenem. To může být řešeno jako Wattův přímovod nebo pomocí Panhardské tyče. Náprava je dále doplněna soustavou válcových pružin a tlumičů. Další možností jsou dvě podélná ramena a trojúhelníkové rameno, opět doplněno pružinami a tlumiči.
- c) **ojnicová tuhá náprava** – Ojnice je na straně rámu uložena v kloubu a zachycuje podélné síly, může být řešena jako trubka, kterou vede hnací hřídel. Toto uspořádání omezuje třepetání nápravy.

- d) **náprava De-Dion** – Náprava se ukládá výše popsány způsoby, jen rozvodovka a diferenciál nejsou součástí nápravy a jsou uloženy na rámu. Toto uspořádání snižuje hmotu neodpružených částí nápravy.



Obr. 6 Zadní tuhá náprava Opel Manta s ojniovým vedením a Panhardskou tyčí (2)

### 2.2.2 Nezávislé zavěšení kol

Toto uspořádání snižuje podíl neodpružených hmot nápravy. Navíc mezi koly vzniká dostatek místa pro hnací agregát nebo jiné komponenty.

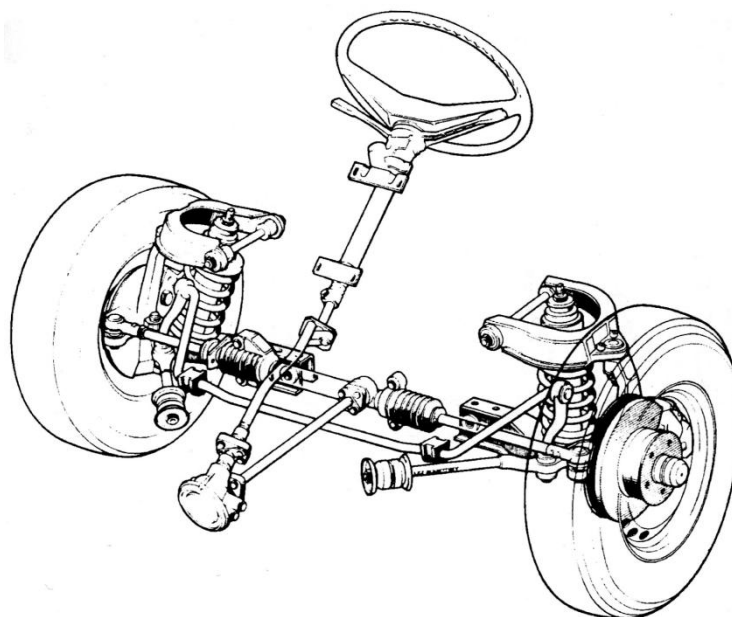
V současnosti se používají především tyto druhy nezávislého zavěšení kol:

- přední nápravy:
- lichoběžníková náprava (dvojce příčných lichoběžníkových ramen) (2)
  - náprava McPherson (teleskopická vzpěra s rozvidleným spodním příčným ramenem) (2)
- zadní nápravy:
- kyvadlová úhlová náprava (trojúhelníková ramena se šikmou osou kývání) (2)
  - kliková náprava (podélná ramena s příčnou osou kývání) (2)
  - spřažená náprava resp. torzní kliková náprava (podélná ramena jsou spojena torzní příčkou) (2)

#### **Lichoběžníková náprava**

Název pro tento druh nezávislého zavěšení vznikl tím, že koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné svislé roviny lichoběžník. Při propružení kola vůči nehybné karoserii dochází ke změně odklonu kol, bočním posuvům kola a samořízení. Změny jsou způsobeny také při naklopení karoserie. (2)



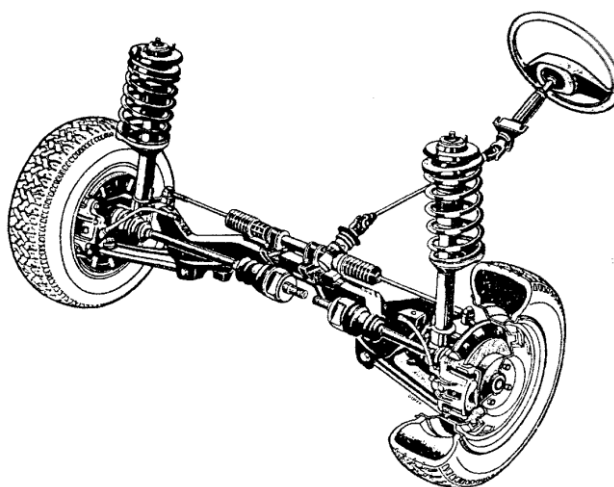


Obr. 7 Přední lichoběžníková náprava dodávkového automobilu Volkswagen Vw-LT (2)

### **Náprava McPherson**

Náprava McPherson je odvozena z lichoběžníkové nápravy, u které je horní rameno nahrazeno posuvným vedením. Tím se např. získá přídavný vnitřní prostor pro motor nebo zavazadlový prostor. Jestliže je McPherson použit na přední nápravě, natáčí se kolo při řídicích pohybech kolem obou ložisek teleskopické vzpěry. (2)

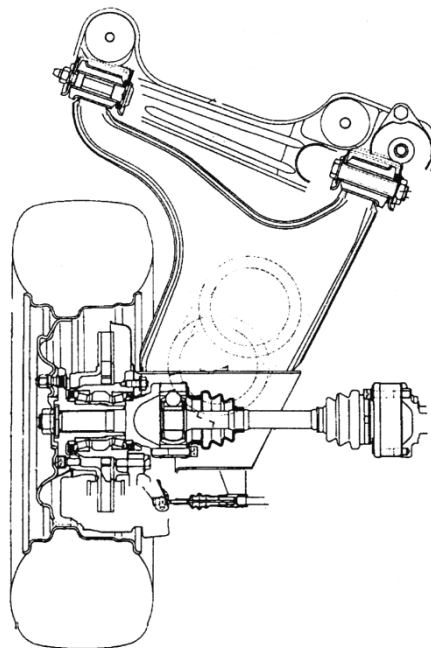
Vedení ve vzpěře McPherson je zásadně konstruováno jako hydraulický tlumič. Přitom je pístnice kvůli příčnému zatížení značně silnější než u normálního tlumiče. Vozidlová pružina je obvykle napnuta na vodící trubce tlumiče. Podélné a příčné síly zvyšují třecí sílu v tlumiči, vzniká tak nebezpečí zablokování tlumiče. Horní ložisko může být proto pružně uloženo a pružina vyosena vůči tlumiči. (2)



Obr. 8 Přední poháněná náprava McPherson vozu Škoda Favorit 136L (2)

## ***Kyvadlová úhlová náprava***

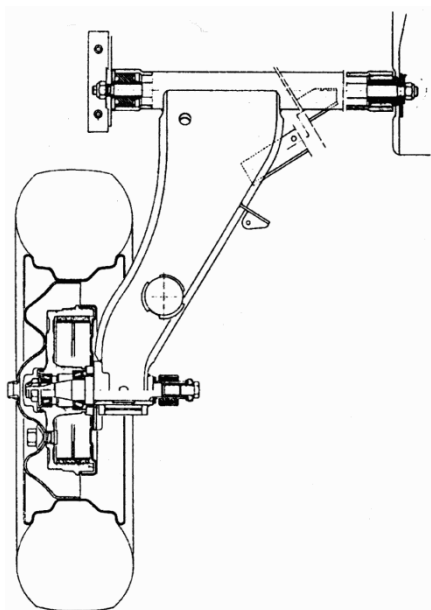
Kyvadlová úhlová náprava je používána jako náprava zadní. Osa kývání ramena je v půdorysu šikmá, proto se někdy používá pro toto zavěšení kol název „šikmý závěs“. Většinou je osa kývání šikmá i v nárysu. Tímto opatřením vzniká při propružení samořízení, které má na chování vozidla nedotáčivý účinek. U hnacích úhlových náprav musí být kvůli změnám odklonu zajištěno vyrovnávání délky hnacích hřídelí. (2)



Obr. 9 Kyvadlová úhlová náprava  
Tatra 613 (2)

## ***Kliková náprava***

Kliková náprava má podélná ramena s příčnou tzn. k podélné rovině vozu kolmou osu kývání. Dnes se používá většinou pro nepoháněné zadní nápravy. Kliková náprava zabírá málo místa a je vhodná zejména pro vozidla typu kombi a pro osobní automobily s velkými pátými dveřmi popř. sklápěcími zadními sedadly. Části nápravy nezvyšují podlahu vozu, která může být proto velmi nízko.

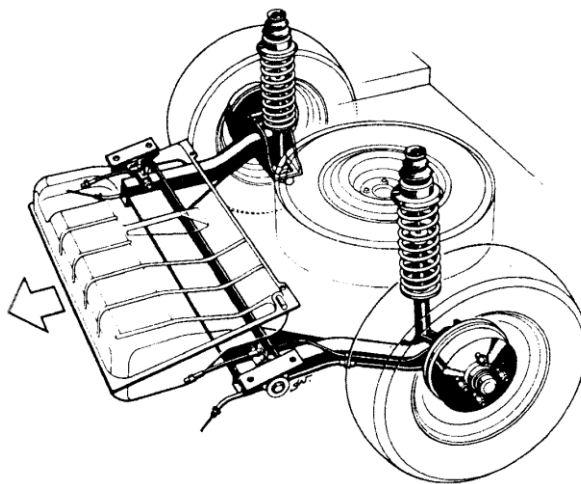


Obr. 10 Kliková náprava Citroën Visa/LNA  
(2)

## ***Kliková náprava s propojenými rameny***

Vzhledem k výše citovaným prostorově výhodným klikovým nápravám se u vozidlového typu s výklopnou zádí (hatchback) a sklopnými zadními sedadly prosadil nový druh podélné klikové nápravy, tzv. spřažená náprava (náprava s propojenými podélnými rameny). Takto prostorově úsporná konstrukce zadní nápravy snižuje úroveň podlahy a zvětšuje využitelnou ložnou výšku. Obě podélná ramena jsou navzájem spojena ohybově tuhou příčkou, která je však torzně měkká a slouží jako příčný stabilizátor. (2)

Z kinematického hlediska je spřažená náprava přechodem mezi podélnou klikovou nápravou (nezávislým zavěšením) a tuhou nápravou (závislým zavěšením). Při stejnoběžném propružení kol vznikne jejich mírná změna odklonu podmíněná tuhostí. Při protiběžném propružení dochází k výrazné změně odklonu. (2)

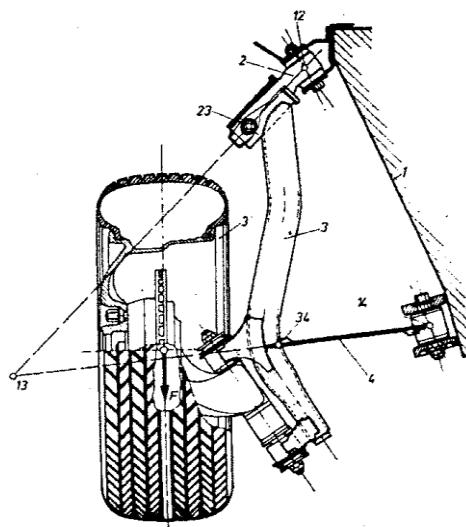


Obr. 11 Spřažená náprava vozů Sciricco (model 85) a Golf 1 (2)

### **Elastokinematické zavěšení kol**

Pro zlepšení jízdních vlastností z hlediska směrové dynamiky – ovlivňování přetáčivosti a nedotáčivosti – slouží tzv. elastokinematické zavěšení kol.

U nezávisle zavěšené zadní nápravy dochází při brzdění nebo při ubírání plynu v zatáčce vlivem pružnosti uložení ramen (která je nutná pro izolaci hluku a chvění) k pohybu směrem ven od podélné osy vozidla. Rozbíhavost zadních kol pak při zatáčení způsobuje přetáčivost vozidla, což je z hlediska jízdních vlastností nevýhodné. (2)



Obr. 12 Náprava Weissach (pohled shora) (2)

Elastokinematickým zavěšením lze docílit při brzdění postavení předních kol zvyšujících směrovou stabilitu. Zatímco u obvyklých konstrukcí se zvětšuje rozbíhavost, takže vůz má tendenci stáčet se na stranu intenzivněji brzděného kola, u přední nápravy vozu Opel Senator se toto kolo stáčí na opačnou stranu, jeho sbíhavost se zvětšuje a kompenzuje účinek brzděné síly. (2)

## 2.3 Uložení kol

Vozidlové kolo, aby se mohlo odvalovat, musí být vzhledem v pevné části (náprava, zavěšení kola) uloženo. Kromě tohoto uložení je u řízených kol ještě uložení rejdového čepu (příp. otočného čepu kola), aby bylo možné kolo natáčet řídicími pohyby. Pro uložení kola se výhradně používají valivá ložiska. Pro uložení rejdového čepu i kluzná ložiska. (2)

### 2.3.1 Uložení kola

Uložení kola má dvě úlohy (2):

- a) přenos sil působících ve stopě pneumatiky.
- b) uložit kolo, pokud možno bez vůle, aby bylo zajištěno přesné otáčení.

Kola se zpravidla ukládají těmito způsoby (2):

- **pár ložisek** – používáme kuličková ložiska s kosoúhlým stykem nebo kuželíková ložiska. Pomocí těchto typů ložisek dokážeme přenést i axiální síly.
- **dvouřadá ložiska** – mají menší nároky na zástavbový prostor.
- **ložiskové jednotky** – použití pouze jednoho ložiska. Ložiskový kroužek je dělený nebo je součástí ložiska vnější popř. i vnitřní příruba. Výhodou je snadná montáž bez zbytečných dílů a malé nároky na prostor i hmotnost.

### 2.3.2 Uložení otočného čepu

Přední tzv. řízené nápravy osobních automobilů jsou převážně typu McPherson nebo lichoběžníkové. Při řízení se kolo otáčí kolem tzv. osy řízení (rejdové osy). U lichoběžníkové nápravy je osa řízení dána spojnici horního kulového čepu a spodního kulového čepu, které jsou uchyceny v rozvidlení otočného čepu kola (též tzv. těhlice nebo nosník kola). U nápravy McPherson je osa dána spojnici středu horního závěsného bloku (valivé ložisko) s kulovým čepem na vnější straně spodního příčného ramena. Osa řízení může být někdy totožná s osou teleskopické vzpěry. (2)

Pro spojení závěsných ramen s otočným čepem kola se používají kulové čepy. Pouzdro pro kulovou hlavici je většinou v závěsném rameni. Koule klouže v samomazné misce z plastu, uložení je tedy bez údržby. Nosné kulové čepy spojující spodní závěsné rameno s otočným čepem kola jsou upevněny na spodním rameni, přičemž nosník čepu má dva otvory: jeden k nastavení odklonu a druhý k nastavení záklonu.

## 2.4 Odpružení

Odpružením se zmenšuje přenos kmitavých pohybů náprav vozidla na jeho podvozkové části a karoserii. Chrání tak posádku, popř. přepravovaný náklad před nežádoucími otřesy. Odpružení také zvyšuje životnost některých dílů podvozku a zajišťuje stálý styk pneumatiky s vozovkou i při přejíždění výmolů. Tím je zajištěn přenos obvodových sil (hnacích a brzdících). U řídících kol by ztráta styku pneumatiky s vozovkou měla nepříznivý vliv na řiditelnost vozidla. Vozidlové tlumiče tlumí kmitavý pohyb náprav a podvozku. V některých případech (u listových pružin) přenášejí tyto pružící orgány suvnou a brzdnou sílu kol na podvozek. (2)

### 2.4.1 Pružiny

Určující veličinou pružení je netlumená vlastní frekvence  $\omega = \sqrt{k/m}$ . Z hlediska pružení je tedy důležitá pružinová konstanta  $k$  (tuhost pružiny). Pružinová konstanta závisí na druhu použitého prvku, kterým dle materiálu mohou být: (2)

- a) pružiny ocelové (listové, vinuté, torzní)
- b) pružiny pryžové
- c) pružiny vzduchové (pneumatické)
- d) pružiny vzduchokapalinové (hydropneumatické)
- e) pružiny pryžokapalinové (hydroelastické)

#### *Listové pružiny*

Používají se především pro těžké automobily. Z důvodů minimální hmotnosti je ideální vytvořit listovou pružinu jako nosník stále pevnosti tzn. ve všech příčných řezech je pružina stejně namáhaná. Jsou nejčastěji ukládaný podélně. Mají velké vnitřní tlumení. Variantou listové pružiny je parabolická pružina. (2)

#### *Vinuté pružiny*

Vinuté pružiny se používají zejména pro osobní automobily. Jejich výhody jsou malé hmotnost, žádná údržba, jednoduché uložení (nevyžadující klouby), žádné suché tření. Nevýhody: nemohou vést nápravu a nemají žádné vnitřní tlumení. Z konstrukčních hledisek musí stoupání zajistit vůli mezi závity i při maximálním propnutí. Dosedací plochy jsou speciálně upraveny a uloženy do pryžových lůžek. (2)

### ***Zkrutné pružiny***

Zkrutná pružina (též zkrutná tyč, torzní tyč) je tyč s přímou osou, obvykle kruhového průřezu a na koncích jsou hlavice o větším průměru. Koncové hlavice mají buď kruhový průřez s drážkováním nebo čtvercový, obdélníkový či šestiúhelníkový profil. Zkrutná pružina zabírá velmi málo místa, má malou hmotnost a malé nároky na údržbu. Montují se s odpovídajícím předpětím. (2)

### ***Pryžové pružiny***

Pryž se používá prakticky u každého vozidla jako přídatný pružící prvek. Použití pryže jako materiálu pro vozidlové pružiny má několik výhod: nízká cena, vysoká životnost, žádná údržba, vysoké vlastní tlumení. Na druhé straně má pryžový element řadu nevýhod. Pryž je citlivá na teplotu, počasí, chemikálie a olej. Časem klesá statická únosnost pryžového elementu, modul pružnosti a modul smyku závisí na tvaru, pryžové směsi, teplotě a mění se zatížením. Rovněž absorpce hluku a mez únavy jsou proměnlivé. (2)

### ***Plynové pružiny***

Plynová pružina využívá k pružení stlačitelnosti plynu. U vozidel se nejčastěji používají pružné měchy plněné vzduchem, a to buď vlnovce nebo vaky. Vlnovcová pružina může mít dva až čtyři vlnovce. Pryžový vlnovec se zpevňuje korkovými vložkami a je velmi pevný a odolný proti proražení. Velmi vysoká životnost je dána hlavně tím, že při pružení se stěna vlnovce v podstatě jen ohýbá. Vakové pružiny mají píšť, po kterém se při propružení odvaluje vak. Dochází tak ke značným deformacím a pro dosažení vysoké životnosti musí být materiál vaku velmi odolný a píšť vhodně tvarován. (2)

### ***Vzduchokapalinové pružiny***

Kapalina je v pružině pouze jako medium, které přenáší tlak na plyn. Ten slouží jako pružící prvek. Změnou množství kapaliny můžeme měnit výšku vozidla. Pružina může být doplněna i ventilem, který klade při průtoku kapalině odpor a pružina tak funguje zároveň jako tlumič. (3)

### ***Pryžokapalinové pružiny***

Hydraulická kapalina namáhá na smyk a tlak prstencovou pryžovou pružinu. Kapalina protéká přes škrťací ventil. (2)

### 2.4.2 Příčné stabilizátory

Příčné stabilizátory slouží ke stabilizaci vozidla v příčném směru. Při zatáčení vozidla zmenšují klopení nástavby směrem k vnější straně zatáčky. Příčné stabilizátory jsou torzní kruhové tyče. Jsou v zásadě tři typy (2):

- a) stabilizátor je pružně uložen v pryžových lůžkách napříč vozidlo a táhly je kloubově spojen s výkyvnými rameny kol nápravy.
- b) stabilizátor je spojen pryžovými bloky s podélnými rameny.
- c) stabilizátor je tvořen jednoduchou torzní tyčí uloženou v podélných ramenech.

### 2.4.3 Tlumiče

Tlumiče v pružící soustavě vozidla mají splňovat dvě úlohy (2):

- zajištění vysoké bezpečnosti jízdy
- zvýšení jízdního pohodlí

Vozidlový tlumič tedy musí (2):

- 1) tlumit nárazy, vznikající nerovnostmi vozovky a tyto nepřenášet na karoserii. Tím je zabráněno propružení až k dorazu, zavěšení kol a omezovací dorazy netrpí zatěžováním, jízdní pohodlí pro cestující je zlepšeno.
- 2) kmitání neodpružených částí udržovat v co nejmenší možné míře. Jen tím je dosažen lepší – pokud možno nepřerušený – styk kol s vozovkou, který je nezbytný k zajištění jízdní bezpečnosti (přenos brzdných a hnacích sil, přenos bočních sil při zatáčení).

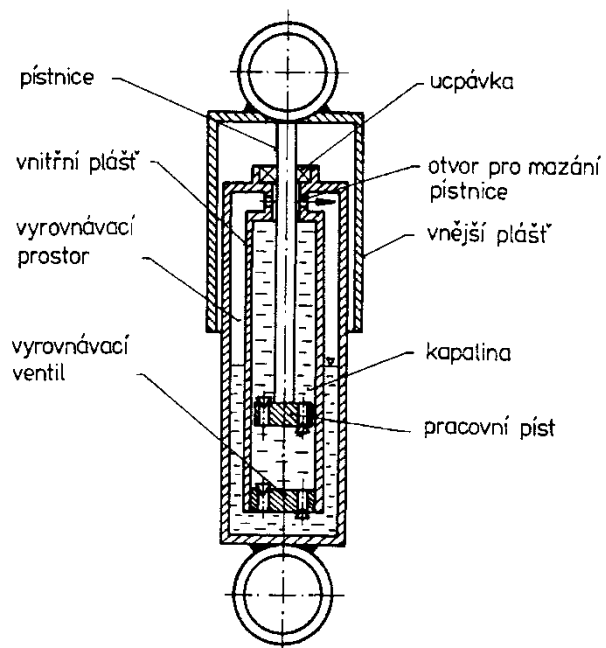
Současné tlumiče využívají k přeměně pohybové energie na tepelnou hydraulický odpor. (2)

Druhy tlumičů (2):

- teleskopický dvouplášťový tlumič
- teleskopický jednoplášťový tlumič

#### ***Teleskopický dvouplášťový tlumič***

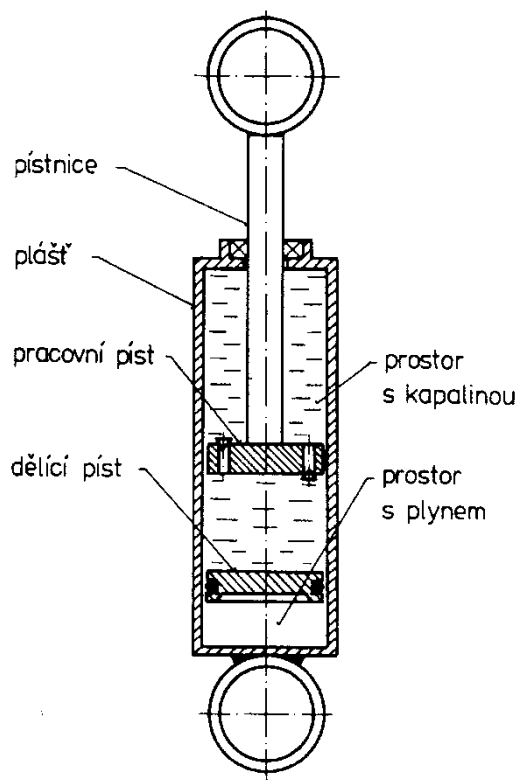
Vnitřní komora slouží pro pohyb pístu a přepouštění kapaliny. Vnější (vyrovnávací) prostor slouží k expanzi kapaliny. Tlumič nemůže pracovat v libovolné poloze (pracovní prostor musí být stále zaplněn kapalinou). (3)



Obr. 13 Funkční schéma dvouplášťového tlumiče (2)

### **Teleskopický jednoplášťový tlumič**

Teleskopický jednoplášťový tlumič je současně nejčastěji používaný u osobních automobilů. Průtok kapaliny je škrcen ventily. Při tom dochází k pění kapaliny. Kvůli tomu byl vyvinut plynokapalinový tlumič, vybavený plynovým polštářem, který zabraňuje pění. (2)



Obr. 14 Funkční schéma jednoplášťového tlumiče (Systém de Carbon) (2)



## 2.5 Řízení

Řízení slouží k udržování nebo ke změně směru jízdy vozidla. Podle konstrukce se řízení dělí na řízení jednotlivými koly a řízení celou nápravou. Řízení celou nápravou se používá běžně jen u nákladních přívěsů. Motorová vozidla jsou obvykle řízena natočením předních kol kolem rejdového čepu („osy řízení“). V posledních letech se u některých osobních automobilů začíná používat i řízení všemi koly. (2)

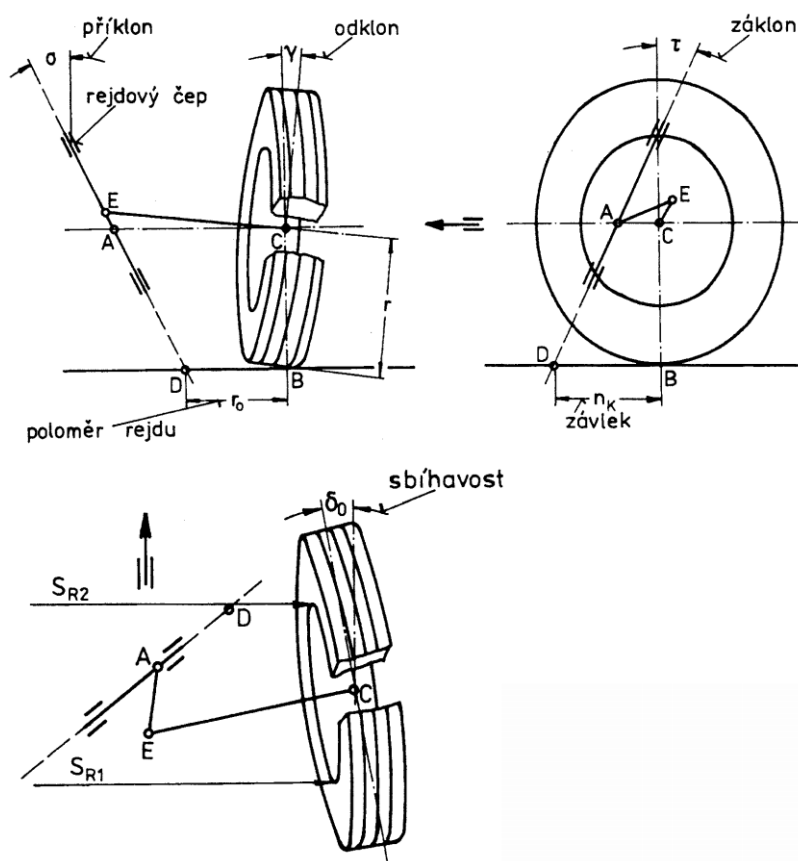
Podle způsobu ovládání rozlišujeme (2):

- řízení přímé ovládané jen silou řidiče.
- řízení s posilovacím zařízením (servořízení), kdy pohybem volantu je ovládán posilovač, který pak řídí přední kola.

Na řízení jsou kladeny legislativní nároky. Požadavky na řízení popisuje § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Další zákonný požadavek je stanoven v § 22 odst. 4 vyhl. č. 102/1995 Sb., který udává maximální přípustnou plochu zabírající vozidlem při zatáčení. Řízení musí splňovat také homologační předpis Evropské hospodářské komise (EHK) OSN č. 12 a EHK OSN č. 79. Jednotná ustanovení pro schvalování typu vozidel z hlediska mechanismu řízení. (2)

### 2.5.1 Geometrie řízených kol

Aby se kola motorového vozidla při zatáčení i při jízdě odvalovala a řízení bylo lehké, přesné a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny. Tyto odchylky jsou podle ČSN 30 0034 označovány jako „geometrie zavěšení kol“. Příslušné veličiny jsou následující (viz obr. 15): úhel odklonu kola  $\gamma$ , příklon rejdové osy  $\sigma$ , poloměr rejdu  $r_0$ , záklon rejdové osy  $\tau$ , závitek  $n_k$ , úhel sbíhavosti  $\delta_0$ . (2)



Obr. 15 Schematické znázornění geometrie řízeného kola (2)

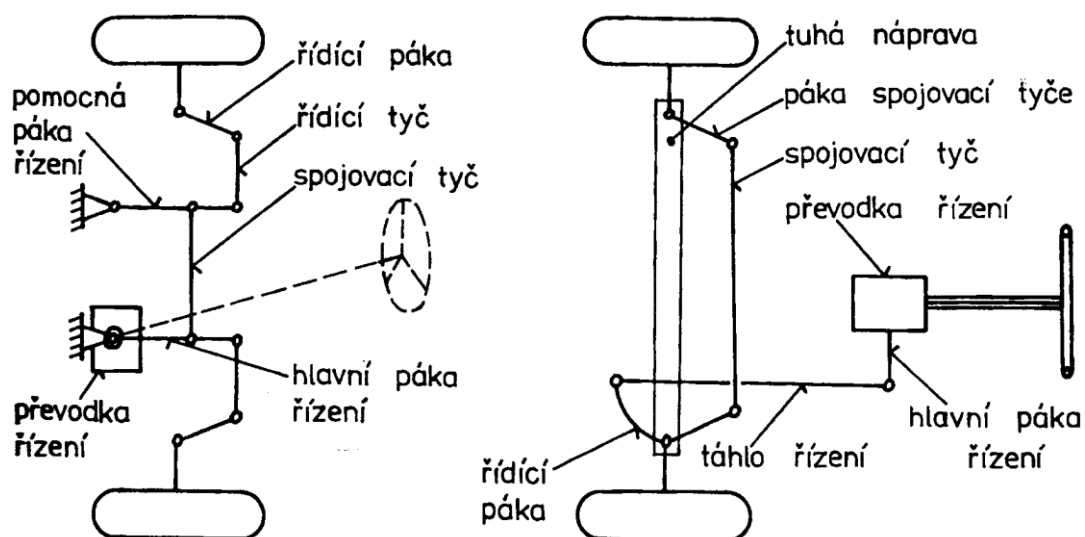
## 2.5.2 Mechanismus řízení

Natočení řízených kol v zatáčce musí splňovat určité geometrické podmínky, aby se kola pouze odvalovala a nevznikalo smýkání pneumatik (opotřebení pneumatik). Předpokládáme-li, že kola jsou bočně nepoddajná, musí střed otáčení vozidla ležet na prodloužené ose zadní nápravy (za předpokladu, že jsou řízena jen přední kola). Hovoříme o teoretické tzv. Ackermannově geometrii řízení. Pro splnění teoretické podmínky se používá tzv. lichoběžník řízení, tzn. řídící páky spolu se spojovací tyčí mají tvar lichoběžníku. (2)

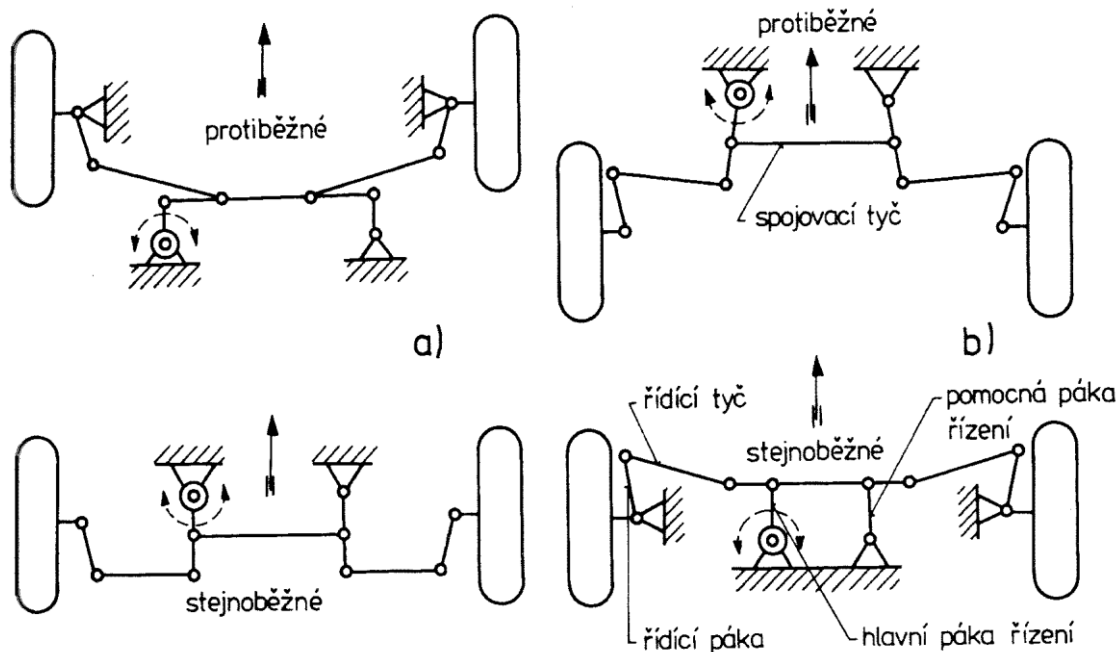
Mechanismus řízení má tyto úlohy (2):

- přenos řídícího pohybu z převodky řízení na řízená kola
- zajišťuje rozdílné natočení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení
- udržuje přední kola ve vzájemně nastavené poloze

Uspořádání mechanismu řízení (počet tyčí, táhel a pák) závisí na druhu zavěšení (závislé, nezávislé) a použité převodce řízení. (2)



Obr. 16 Názvosloví řízení (2)



Obr. 17 Různá uspořádání mechanismu řízení pro nezávislé zavěšení kol a převodku řízení s otočnou hlavní pákou řízení: a) za osou přední nápravy, b) před osou přední nápravy (2)

### 2.5.3 Díly řízení

#### Kulové klouby

Ke kloubovému spojení jednotlivých dílů mechanismu řízení (pák, tyčí, táhel) se používají kulové klouby. Dříve se používaly klouby mazané, ty se dnes používají jen na řídících tyčích, které jsou vystavovány nadměrnému znečišťování (stavební stroje, traktory). V současnosti se používají téměř výhradně jen kulové klouby, které nevyžadují údržbu. (2)

## ***Řídící tyče***

Řídící tyče spojují u nezávislého zavěšení kol hlavní páku řízení resp. pomocnou páku řízení s řídícími pákami. Obvykle má řídící tyč dva klouby a mezi nimi leží přímá trubka tuhá na vzpěr. Trubka má uvnitř na jedné levotočivý a na druhé straně pravotočivý závit. Stejnomořným otáčením středního dílu na obou stranách kol lze plynule nastavit sbíhavost. (2)

## ***Tlumiče řízení***

Tlumiče řízení potlačují rázy a neklid řízení a tím zvyšují jízdní pohodlí a aktivní bezpečnost vozidel. Skokově vznikající momenty v řízení jsou tlumeny. Seřízení tlumiče obvykle působí rovnoměrně během celého zdvihu, což zaručuje ještě dostatečně lehkou řiditelnost. Při náhle vznikajících nestejně velkých bočních resp. podélných silách na levém a pravém předním kole nedojde účinkem tlumiče řízení k natočení kola kolem rejdové osy. (2)

## ***Sloupky a hřídele řízení***

Sloupky řízení jsou tvořeny krycí trubkou hřídele volantu, která je spojena s karoserií a hřídelem volantu. Hřídel volantu spojuje volant s převodkou řízení a je valivě uložen v krycí (plášťové) trubce. (2)

Hřídel volantu slouží k přenosu ovládacího momentu, musí být tuhý na krut, ke zmenšení neklidu řízení a k izolaci hluku musí mnohdy určitý spojovací prvek mít v malém úhlovém rozmezí jistou poddajnost. Společně se sloupkem řízení musí být zajištěna poddajnost v podélném směru, aby se zamezilo poranění při nehodě. (2)

## ***Převodky řízení***

Ke změně otáčivého pohybu volantu na řídící pohyb (natáčení) předních kol slouží převodky řízení, které kromě změny otáčení zajišťují ještě nutný převod. Největší část celkového převodu řízení je dána převodkou řízení, malý převod má také ještě mechanismus řízení. (2)

Převodky řízení lze rozdělit na převodky s posuvným pohybem (hřebenové řízení) a na převodky s otočným pohybem (šroub s maticí, šnek s kolíkem). K řízení kol na tuhých předních nápravách je hřebenové řízení nevhodné a používají se výhradně převodky řízení s otočným pohybem. (2)

## **Posilovače řízení**

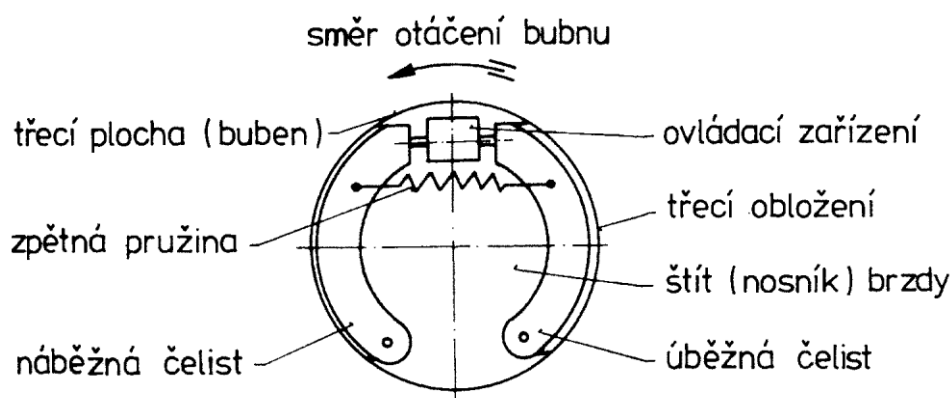
Posilovače řízení podstatně snižují sílu k řízení těžkých automobilů a jiných vozidel. Zbavuje řidiče namáhavé fyzické práce a snižuje jeho únavu. Zvyšují bezpečnost vedení vozidla v případě náhlého defektu pneumatiky nebo při najetí na překážku a tlumí rázy přenášené od řízených kol na volant. (2)

## **2.6 Brzdová zařízení**

Brzdové zařízení tvoří všechny brzdové soustavy montované na vozidle, jejichž funkcí je snížení rychlosti pohybujícího se vozidla nebo jeho zastavení nebo zajištění již stojícího vozidla. Brzdění vozidla se dosahuje zpravidla záměrně vyvolaným třením mezi rotujícími a pevnými částmi motorového vozidla, např. mezi brzdovým kotoučem a brzdovými čelistmi. Tím se pohybová energie mění ve třecích částech v energii tepelnou, kterou je nutno odvádět do ovzduší, aby nedošlo k poškození brzd. (2)

### **2.6.1 Bubnové brzdy**

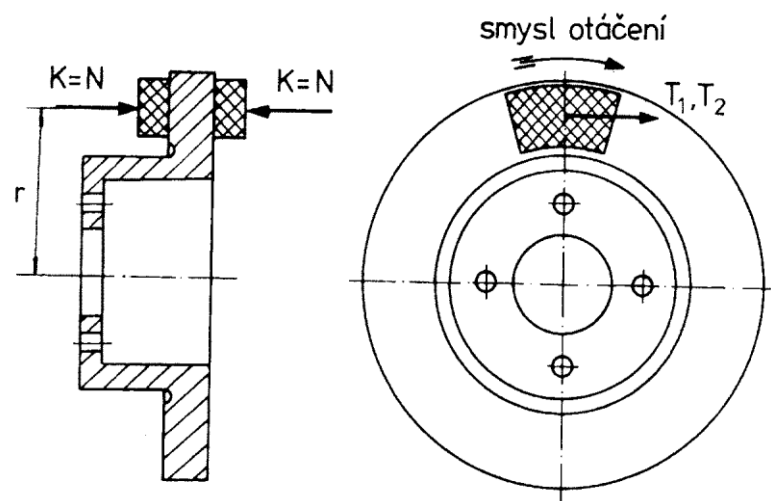
Otáčející se částí bubnové brzdy je buben, jehož vnitřní válcový povrch tvoří třecí plochu. Při brzdění jsou na tuto plochu přitlačovány brzdové čelisti s třecím obložením, které jsou umístěny ve vnitřním prostoru bubnu (proto se tyto brzdy nazývají také brzdy s vnitřními čelistmi). Radiální přitlačení čelistí na třecí plochu zabezpečuje tzv. ovládací zařízení, které působí na jednom konci každé čelisti. (2)



Obr. 18 Schéma bubnové brzdy (2)

### **2.6.2 Kotoučové brzdy**

Otáčející se částí kotoučové brzdy je kotouč, jehož boky tvoří třecí plochy. Při brzdění jsou pomocí ovládacího zařízení přitlačovány na tyto třecí plochy desky s třecím obložením. (2)



Obr. 19 Schéma kotoučové brzdy (2)

### 3 Návrh konstrukčního řešení podvozku

---

Výchozími parametry při návrhu podvozku byl koncept navržený v práci Elektromobil pro dvě osoby od Lukáše Pilvouska (1). Zde byly určeny základní rozměry vozidla i podvozku (rozvor, rozchod) včetně kol. Dále byly určeny základní vlastnosti vozidla a umístění komponent. Odsud tedy vyplývají požadavky na podvozek, kterými jsou:

- pohon přední nápravy
- říditelná přední náprava
- rozchod 1108mm (vpředu i vzadu), šířka vozidla 1260mm, rozvor 2200mm.
- z další spolupráce vyplynul i požadavek na použití předních kotoučových a zadních bubnových brzd



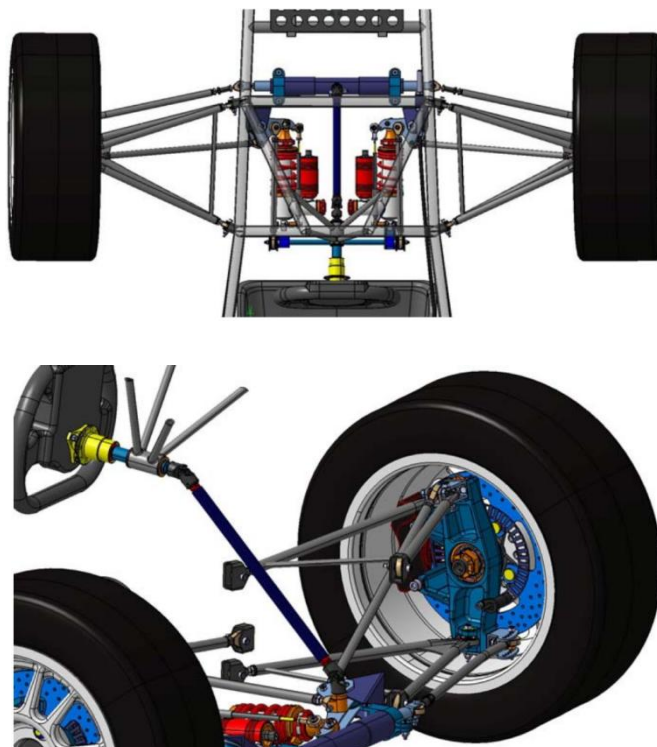
Obr. 20 Základní pohledy na koncept eTUL (1)

Podvozky současně vyráběných automobilů jsou tvořeny především plechovými svařovanými výlisky a hliníkovými odlitky. Dále je použito mnoho normalizovaných dílů nebo jsou komponenty používány ve více modelech v rámci automobilky či koncernu. Při návrhu nového podvozku lze tedy s výhodou tento typ dílů využít. Jedná se například o pryžové pružiny a pryžová uložení, kloubové spoje a podobně.

#### 3.1 Konstrukční návrh přední nápravy

Přední nápravu je možno řešit několika způsoby. Jelikož se jedná o řízenou a poháněnou nápravu, přichází v úvahu lichoběžníková náprava a zavěšení McPherson. V případě lichoběžníkové nápravy lze vodící ramena řešit jednoduše pomocí trubkových profilů, podobně jako tento problém řešil tým CTU CarTech

u jejich závodního vozu třídy Formula SAE s týmovým označením FS.02 (4). Součástí jejich práce byl i návrh ostatních komplikovanějších dílů, jako je těhlice kola či jeho náboj. U malého závodního vozu Formula SAE je tento přístup výhodný, neboť jsou zde oproti osobním automobilům použity jiné typy kol a je jinak koncipován celý zástavbový prostor.



*Obr. 21 Náprava vozu FS.02 (4)*

Koncept eTUL se však od obvyklých osobních vozů liší především menším rozchodem kol kvůli vnitřnímu uspořádání (dva cestující sedící za sebou). V ostatních ohledech si zachovává typické rysy současných automobilů, především pak dostatek prostoru kolem kol, která jsou celá ukryta pod blatníkem. I samotná kola mají standardní rozměry používané u osobních vozidel. S výhodou lze tedy použít některé díly z již vyráběného automobilu. S ohledem na možnou budoucí snahu o homologaci bude i z této stránky tato strategie výhodnější.

U přední nápravy bylo nakonec použito velké množství částí přední nápravy Škoda Fabia 1. generace. Kvůli jinému rozchodu však bylo třeba provést úpravy především v oblasti nápravnice. Díky tomuto řešení byla vhodně definována geometrie celé řízené nápravy a velmi se snížily náklady na pořízení.



### **3.1.1 Legislativní požadavky na přední nápravu**

Přední náprava je řízená, je na ní proto kladeno mnoho požadavků a to i v podobě předpisů a norem. Řízení musí podle § 32 vyhl. č. 102/1995 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích splňovat následující požadavky (2):

- a) snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus řiditelné nápravy (náprav) a geometrie řízení musí být konstruovány a provedeny tak, aby nevznikaly kmity a rázy v řízení;
- b) řízena kola se po projetí zatáčky musí samovolně vracet do přímého směru, nebo aby k vrácení kol do přímého směru byla požadována podstatně menší síla než pro pohyb do zatáčky (tato podmínka neplatí pro vozidla se strojním zařízením);
- c) řídící ústrojí nesmí mít větší vůle. U vozidel s největší rychlostí přes 100 km/h je přípustná vůle na volantů 18°, u vozidel s max. rychlostí 25 až 100 km/h do 27° a u vozidel s konstrukční rychlostí nepřesahující 25 km/h může vůle činit 35°;
- d) pokud není řízení vybaveno posilovačem řízení, pak počet otáček volantu nesmí být větší než 5 z polohy odpovídající vychýlení vnitřního kola o 35° zprava do stejné polohy vlevo nebo z jedné krajní polohy do druhé, pokud není docíleno úhlu vychýlení řízeného kola o 35°. Krajní vychýlení kol musí být omezeno dorazy;
- e) motorová vozidla, u nichž hmotnost připadající na řízenou nápravu (resp. nápravy) činí nejméně 3,5 t, musí mít řízení vybaveno posilovacím zařízením. Při selhání tohoto zařízení musí být možno řídit vozidlo (soupravu) svalovou silou řidiče; Tato síla nesmí přesáhnout 600 N;
- f) při zatáčení z přímé jízdy do oblouku o poloměru 12 m rychlostí 10 km/h nesmí ruční síla na volantů přesáhnout 250 N;

### **3.1.2 Použitá kola a pneumatiky**

Už pro koncept byla definována kola 5,5x15, tedy šířky 5,5 in a průměru 15 in. Protože jsou na podvozku použity náboje kol z vozu Škoda Fabia, je tím dáno i umístění a průměr montážních otvorů pro šrouby a průměr středového otvoru.

Požadavky na kolo jsou tedy následující:

- šířka kola 5,5 in (cca 140 mm)
- průměr kola 15 in (cca 381 mm)

- průměr středového otvoru 57 mm
- 5 montážních otvorů s roztečí 100 mm

Tyto požadavky plní například kola od firmy Ronal, který má ve své nabídce kola Ronal R52 5,5x15 5x100 ET34 (kód 52R5555.03X/030). Tento výrobek splňuje téměř všechny dané požadavky. Kolo má ovšem průměr středního otvoru 68mm, je proto potřeba při montáži použít vymezovací kroužek. Možností je Kroužek vymezovací (68/57,1) RO680571. Je určen přímo pro značku Ronal, má vnější průměr 68 mm a vnitřní průměr 57,1 mm. Přesah kužele jsou 4 mm. Kroužek je vyroben z plastu (5).



Obr. 22 Kolo Ronal R52 5-hole Silver metallic (9)



Obr. 23 Vymezovací kroužky (ilustrační obrázek) (5)

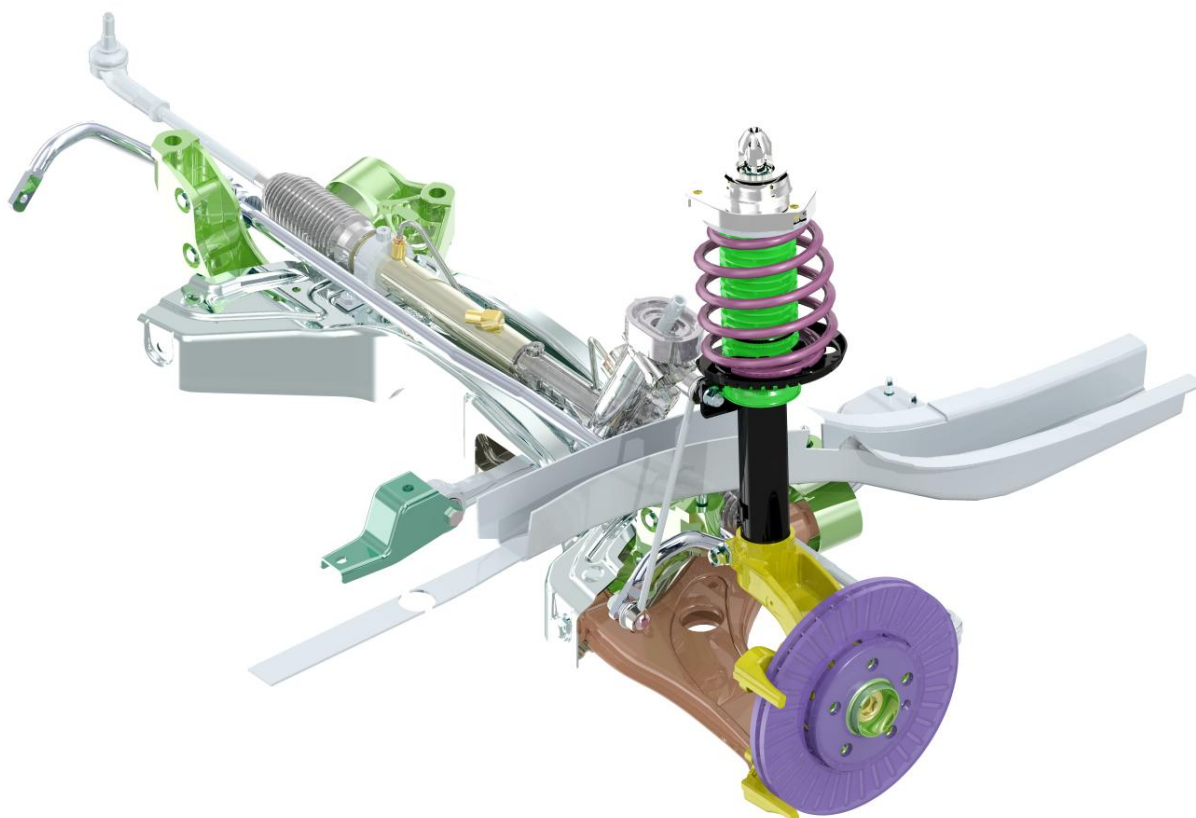
Na navržené kolo je možné použít tyto rozměry pneumatik: 185/65 R15, 195/65 R15 a 205/65 R15, 175/60 R15, 185/60 R15, 195/60 R15 a 205/60 R15, 185/55 R15, 195/55 R15 a 205/55 R15.

Vzhledem k určení vozidla a jeho parametrům lze použít pneumatiky s indexem rychlosti (SI) L (maximální rychlost 120km/h) a lepší (pokračují dalšími písmeny abecedy). Pokud jde o index zátěže (nosnosti) (LI), bude stačit 57 (maximální hmotnost na jedno kolo 230Kg, maximální celková hmotnost vozidla 767kg) a vyšší.

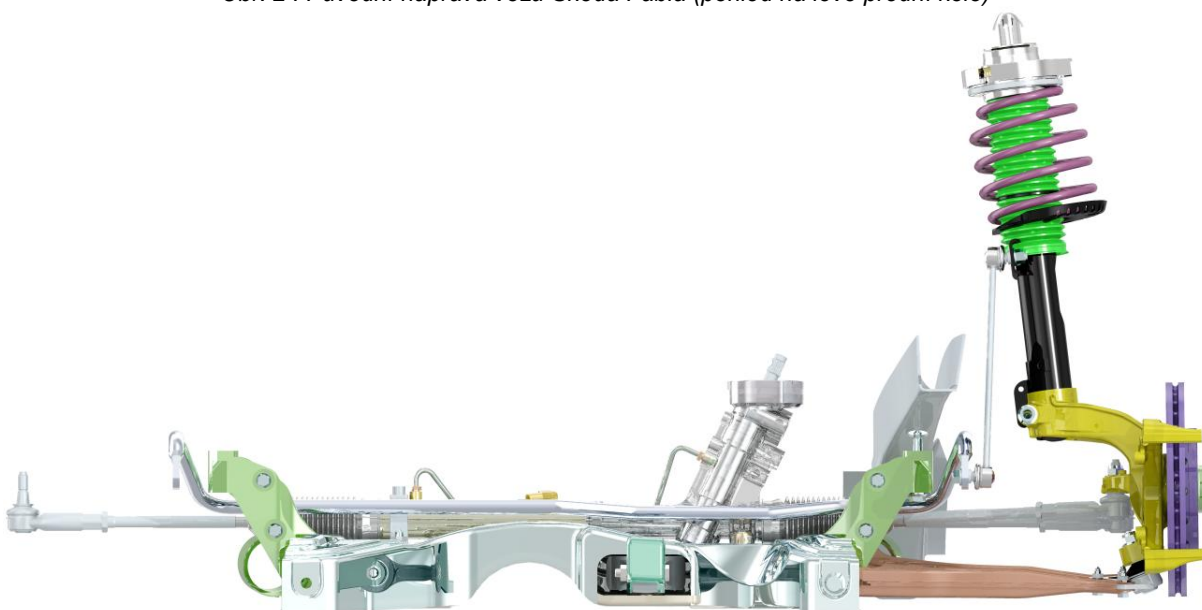
Byly tedy navrženy pneumatiky 205/65 R15 57L.

### 3.1.3 Zavěšení přední nápravy

Zavěšení je převzato z vozu Škoda Fabia. Je tedy typu McPherson, čep kola (těhlice, na obr. 24 a 25 žlutou barvou) je vedena teleskopickou vzpěrrou (na obr. 24 a 25 černou barvou) a plechovým ramenem (na obr. 24 a 25 hnědou barvou), se kterým je spojena pomocí kulového kloubu. Tlumič s pružinou je upevněn k rámu, ramena jsou uložena v konzolách (na obr. 24 a 25 tmavě zelenou barvou), které jsou opět upevněny k rámu. Byl k dispozici i původní model této nápravy, při návrhu došlo tedy k jeho úpravě.



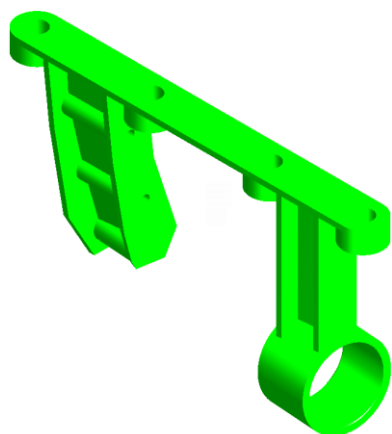
Obr. 24 Původní náprava vozu Škoda Fabia (pohled na levé přední kolo)



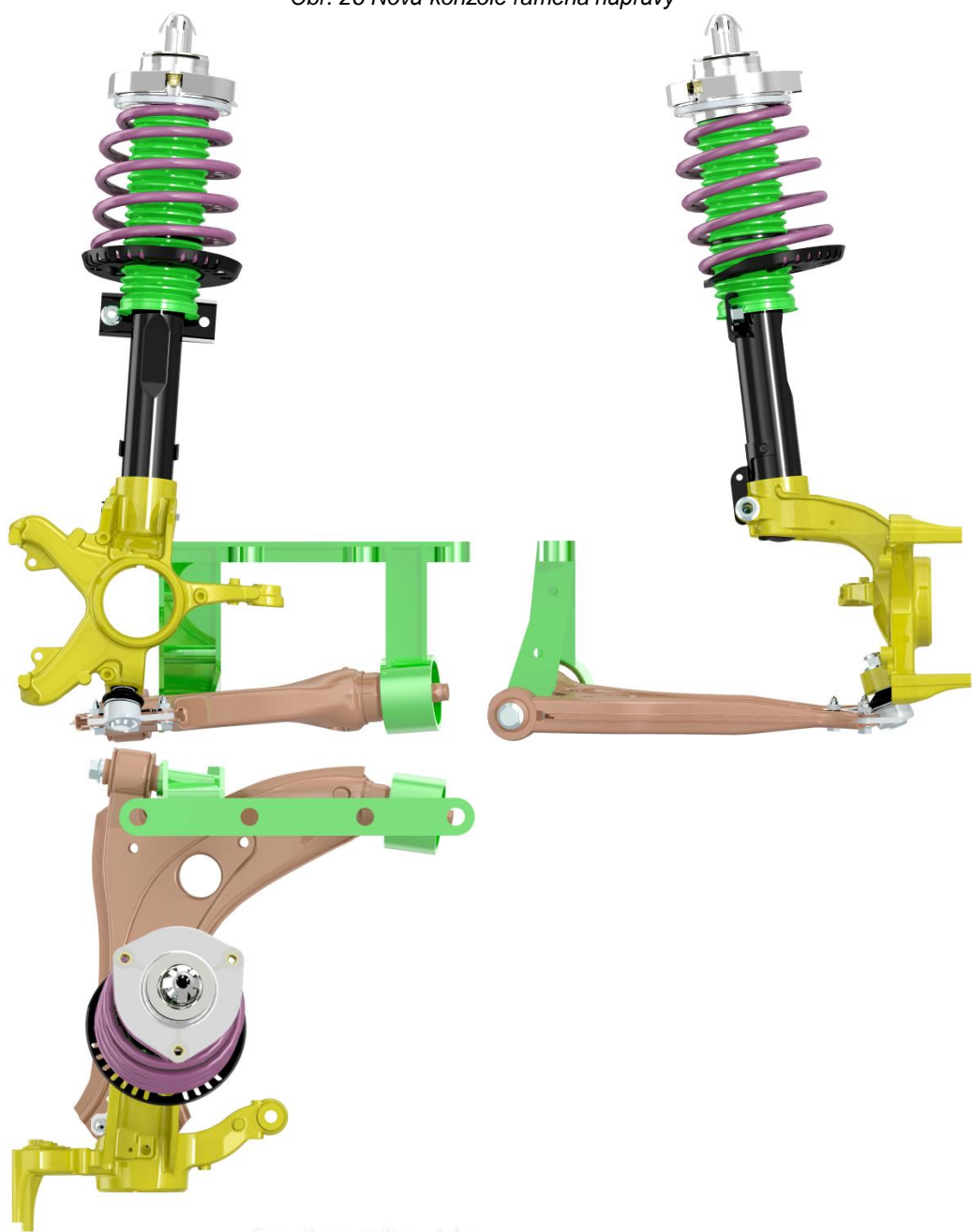
Obr. 25 Původní náprava vozu Škoda Fabia (pohled zepředu)

### **1. varianta**

Samotné konzole pro ramena nápravy byly navrženy nové. Konzole jsou svařované a ocelové. Výhody tohoto řešení spočívají ve významném odlehčení a přizpůsobení uchycení na rám. Nevýhodou je komplikovaná výroba a větší nároky na rám, neboť konzole nejsou navzájem spojeny a síly mezi koly jsou přenášeny pouze rámem.



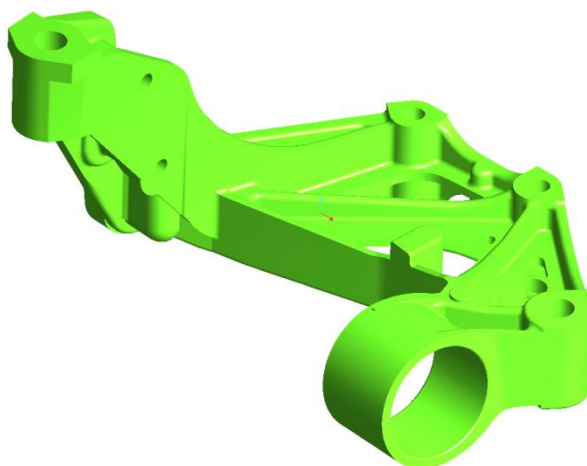
Obr. 26 Nová konzole ramena nápravy



Obr. 27 Pohledy na zavěšení kol s novými konzolami (zavěšení levého předního kola)

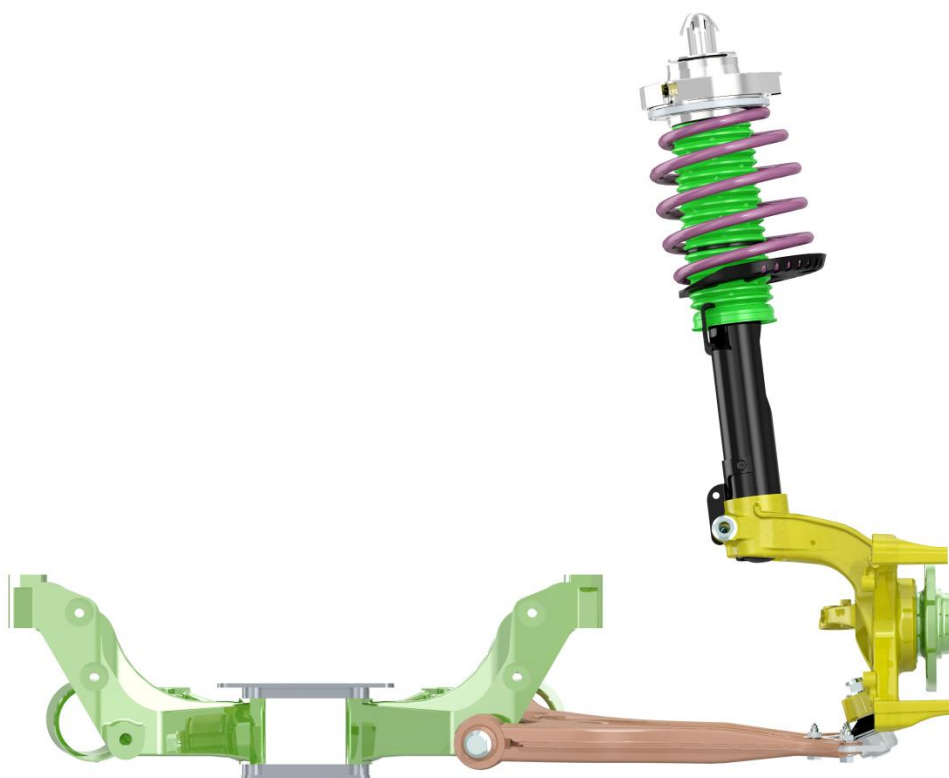
## 2. Varianta

U druhé varianty byly použity původní konzole z vozu Škoda Fabia, které byly dále navzájem propojeny středovými díly. U původní nápravy tuto funkci plnila nápravnice. Vznikla tak celkově tužší náprava, kterou lze montovat jako celek. Navíc byl vytvořen i prostor pro umístění převodky řízení.

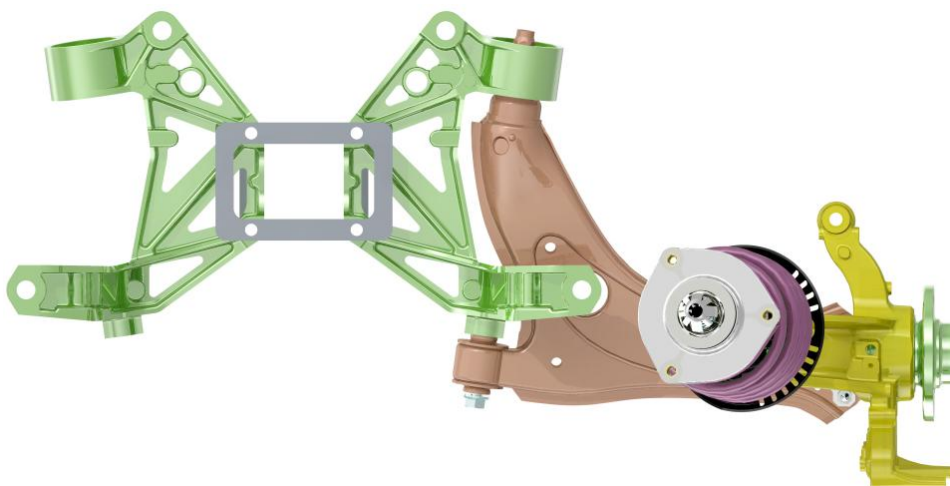


Obr. 28 Původní konzole ramena nápravy

Středové díly spojují konzole ramen ze spodní i horní strany. Náprava je tak tužší. Na horní díl je umístěna převodka řízení. Oba středové díly jsou vyrobeny obráběním z hliníkové slitiny.



Obr. 29 Pohled zepředu na zavěšení kol s původními konzolami (zavěšení levého předního kola)



Obr. 30 Pohled shora na zavěšení kol s původními konzolami (zavěšení levého předního kola)



Obr. 31 Isomerický pohled na zavěšení kol s původními konzolami (zavěšení levého předního kola)

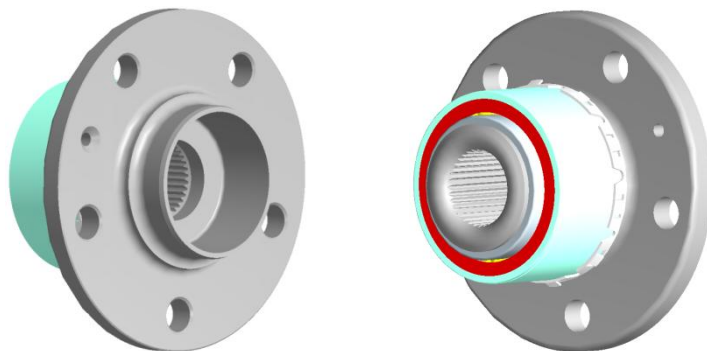
## **Závěr**

Nakonec byla vybrána druhá varianta. Přínosy první varianty nebyly natolik podstatné, aby se vyplatilo vyrábět celý takto složitý díl.



### 3.1.4 Uložení kol přední nápravy

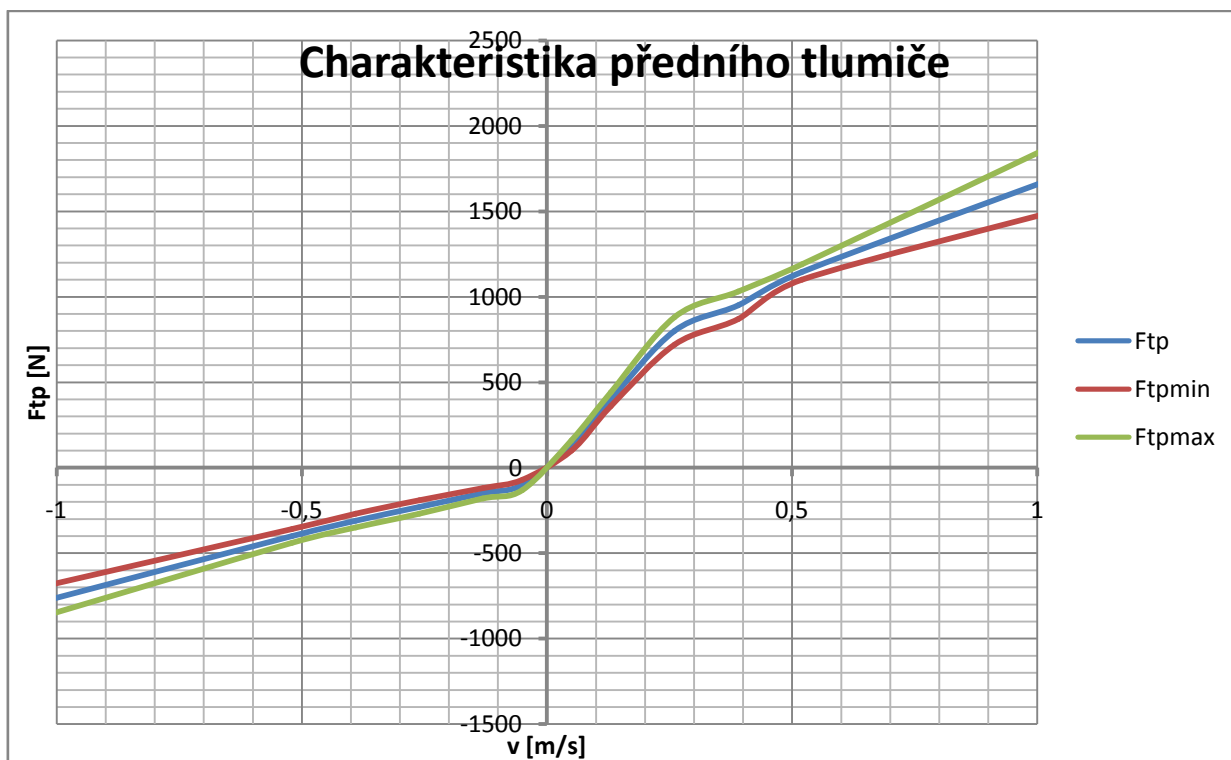
Kola přední nápravy jsou uložena na nábojích. Ty jsou umístěny v čepu kola. Všechny tyto díly jsou použity z vozu Škoda Fabia. Na náboji je osazení průměru 65mm pro uložení brzdného kotouče. Náboj je po nalisování do čepu kola zajištěn a nehrozí jeho uvolnění. Matice zajišťuje už pouze poloosu ve středu náboje. Matice je vybavena pojistkou proti povolení, která se při povolení poškodí, je jí tedy třeba vždy vyměnit. Kolo je upevněno pomocí pěti šroubů M14x1,5x29.



Obr. 32 Náboj předního kola

### 3.1.5 Odpružení přední nápravy

Odpružení přední nápravy je opět řešeno originální sadou tlumiče a pružiny z vozu Škoda Fabia. Graf 1 uvádí nelineární charakteristiku předního tlumiče vozu Škoda Fabia.



Graf 1 Charakteristika předního tlumiče

Tuhost [Nm]	Označení	Barevné označení	Volná délka pružiny [mm]	Průměr drátu [mm]	Vnitřní průměr ±1mm [mm]	Délka zablokování [mm]
17000	6Q0 411 105 AD	3 červené, 1 modrý	345,7	11,06	114	60,8
17000	6Q0 411 105 AE	3 červené 2 modré	353,2	11,06	114	60,8
19000	6Q0 411 105 AF	4 červené 1 modrý	342,0	11,40	114	62,7

Tab. 1 Pružiny používané na přední nápravě Škoda Fabia

Tab. 1 uvádí typy pružin používaných u vozu Škoda Fabia 1,2 44kW. Byla volena 6Q0 411 105 AD.

### 3.1.6 Řízení přední nápravy

Pokud jde o řízení, je největší komplikací menší šířka vozidla. U tradiční konstrukce automobilů bývá šířka převodky řízení ještě zvýšena připojeným posilovačem řízení. Také vstup od volantu je konstruován již s ohledem na polohu řidiče. Při řešení tohoto problému byly osloveny některé týmy Formula Student/SAE, které řeší do jisté míry velice podobný problém. Především by bylo vhodné, aby převodka řízení byla podstatně užší než u sériových vozidel a aby její vstup od volantu byl uprostřed. Takové řízení je vyžadováno i pro projekty Formula Student/SAE.

Tým Rebels Racing využil u svého prvního vozu řízení od britské firmy Titan. Tým CULS Prague Formula Racing využívá také služeb firmy Titan, a to již druhým rokem. Ti dále ve své odpovědi dodali, že i přes vyšší cenu jsou spokojeni především s velkou možností individualizace.

Firma Titan nabízí základní dvě verze svého řízení. Na jejich stránkách je možno stáhnout datasheet, který vymezuje jen maximální a minimální rozměry. Zákazník si vše určí sám dle svých potřeb a řízení je pak na základě požadavků vyrobeno. První verze je určena pro klasická vozidla (eccentric) a druhá pro vozidla s osou volantu umístěnou ve středu vozu (fixed centre).



**FIXED CENTRE DATA SHEET**

TITAN END JOINT:  
[ ]  
SEE APPENDIX A

OR

THREAD DETAIL:  
[ ]

[ ] [ ]

MAX 254.00\* MIN 86.50 MAX 254.00\* MIN 86.50

[ ] [ ] [ ] [ ]

MAX Ø41.10 MIN Ø34.80 MIN 61.00 MIN 61.00 MAX Ø41.10 MIN Ø34.80

[ ]

RACK BAR LENGTH

[ ]

BALL CENTRES WHEN USING TITAN END JOINTS

RACK SPEED	
PINION DESCRIPTION	mm OF TRAVEL PER REVOLUTION
7Tx14DP	43.0
8Tx14DP	49.1
9Tx14DP	55.2
10Tx14DP	61.4
8Tx12DP	57.3
9Tx12DP	64.5
10Tx12DP	71.6
11Tx12DP	78.8
12Tx12DP	85.9
125mm MAXIMUM TRAVEL	

CUSTOMER DETAILS	
CUSTOMER NAME	[ ]
VEHICLE NAME	[ ]
RACK SPEED	[ ]
TRAVEL (MAX 125.0mm)	[ ]
GAITER LIPS	<input type="checkbox"/>
GAITERS	<input type="checkbox"/>
CLAMPS	<input type="checkbox"/>

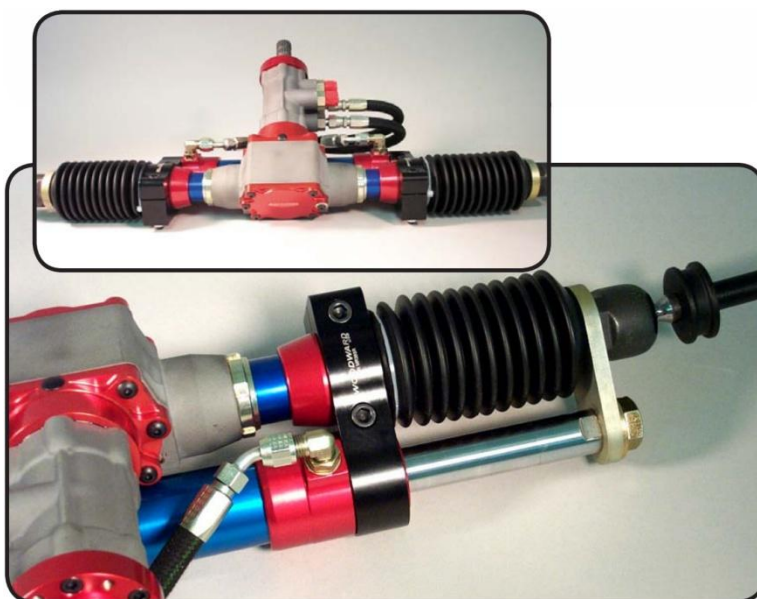
\* = CAN BE INCREASED WITH AN EXTENSION

Please send completed form to  
zoe.timbrell@titan.uk.net  
or fax to 01480 216267.

Submit

Obr. 33 Datasheet fixed centre řízení od společnosti Titan (6)

Další firmou, zabývající se konstrukcí a výrobou řízení je firma Woodward. Ta nabízí kompaktní verzi řízení i s posilovačem řízení. Válec posilovače je v takovém případě umístěn rovnoběžně před hřebenem řízení, namísto obvyklého umístění v jedné ose s hřebenem. Jedná se o Type MR Power Racks, posilovač řízení



Obr. 34 Type MR Power Racks od společnosti Woodward (7)

s integrovaným válcem a servopohonem, určený pro silniční závody a majitelské sportovní vozy (7). Firma dále nabízí sadu přímo určenou pro potřeby Formula Student/SAE. Type MC Manual Racks výrobce popisuje jako ruční řízení pro lehké formulové vozy, dragstery, LSR auta a FSAE projekty (7).

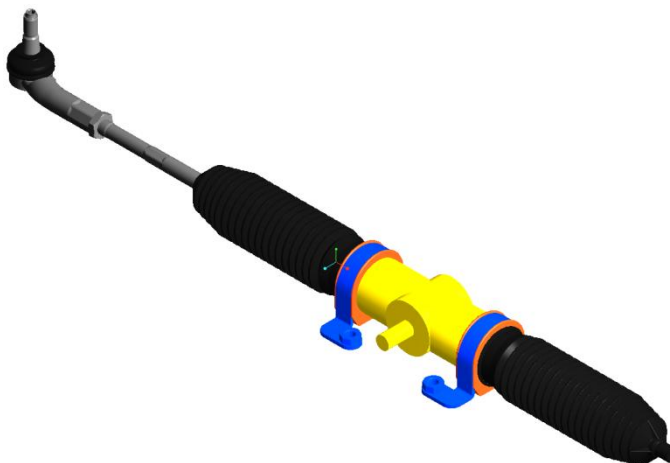


Obr. 35 Type MC Manual Racks od společnosti Woodward (7)

Nakonec bylo zvoleno řešení od firmy Titan. Tato firma má skvělou pověst a dobré evropské zastoupení. Navíc je její řešení možné upravit přesně dle potřeb zákazníka.

### ***Kompletní řešení řízení***

K výše zmíněné převodce řízení (na obr. 36 schematicky žlutou barvou) byla použita ramena s klouby opět z vozu Škoda Fabia (na obr. 36 šedou barvou). Stejně tak i uložení hřebene v pryžových blocích (na obr. 36 oranžovou barvou) a manžety řízení (na obr. 36 černou barvou). Byly navrženy nové svorky (na obr. 36 modrou barvou), upevňující hřeben řízení na vrchní středový díl nápravy.



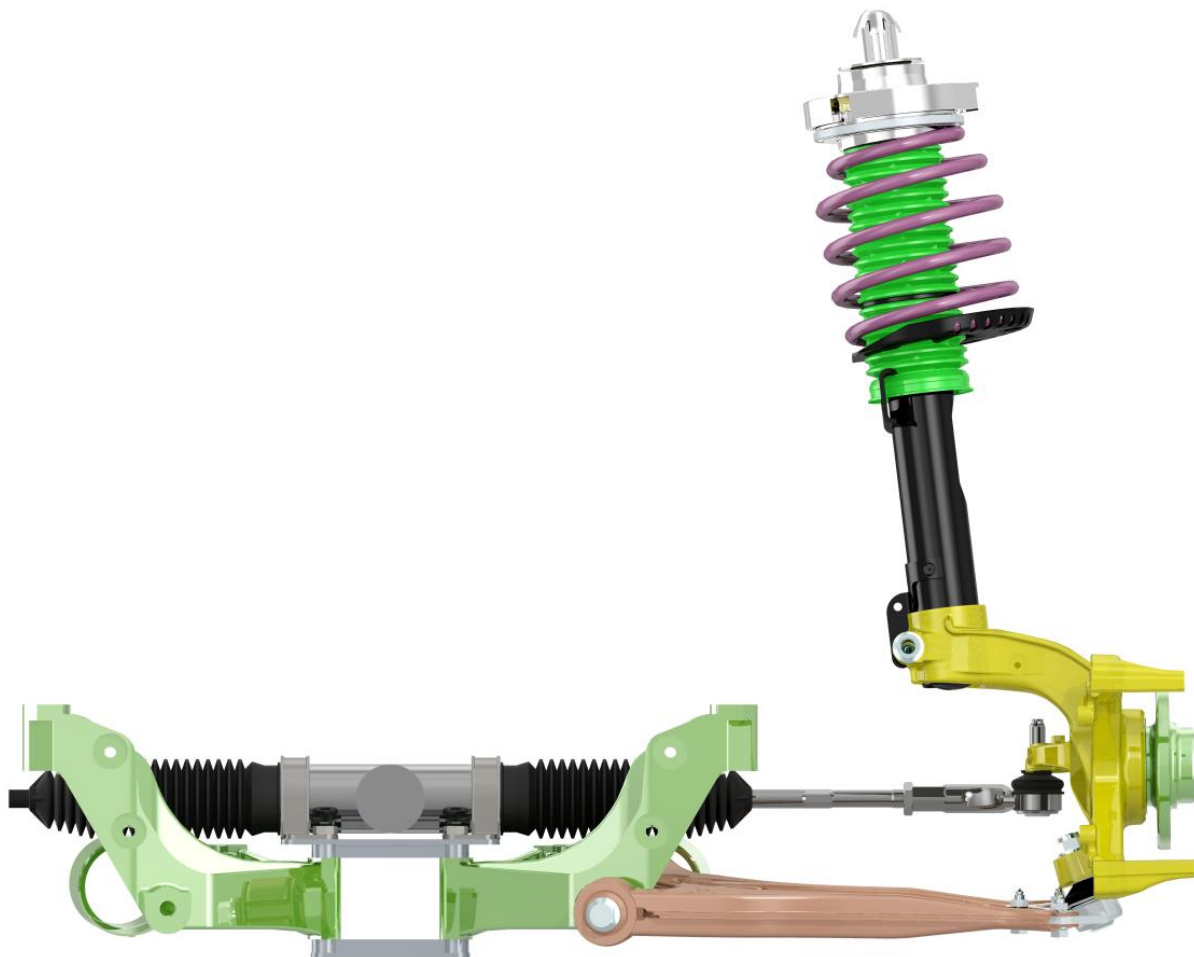
Obr. 36 Konečná podoba celé sestavy řízení

### **3.1.7 Přenos hnacího momentu**

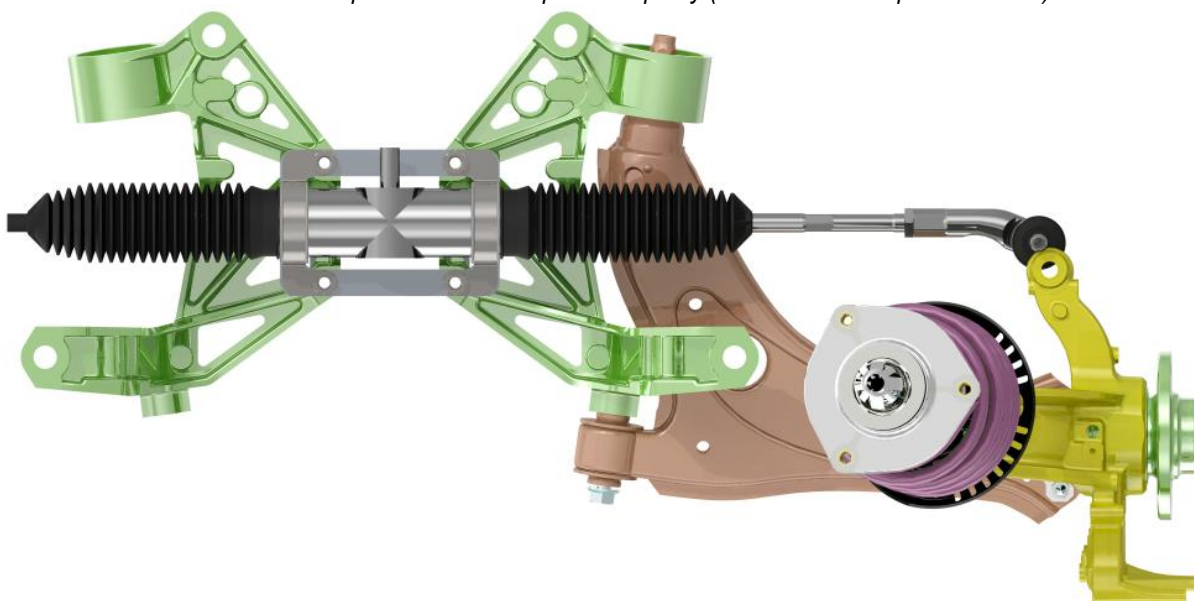
Přední náprava je hnaná, je tedy nutné přenášet na přední kola hnací moment. K tomuto účelu byly využity poloosy z vozu Škoda Fabia. Jejich upevnění do použitých nábojů kol je bezproblémové. Konkrétně je použita kratší poloosa, a to pro levé i pravé kolo (u vozu Fabia použita pro levé kolo). Díky tomu vzniká ve středu vozidla dostatek prostoru pro převodovou skříň. Poloosa je dlouhá přibližně 500mm. Její označení je 6Q0 407 271 AK (6Q0 407 271 AT).

### 3.1.8 Konečná podoba přední nápravy

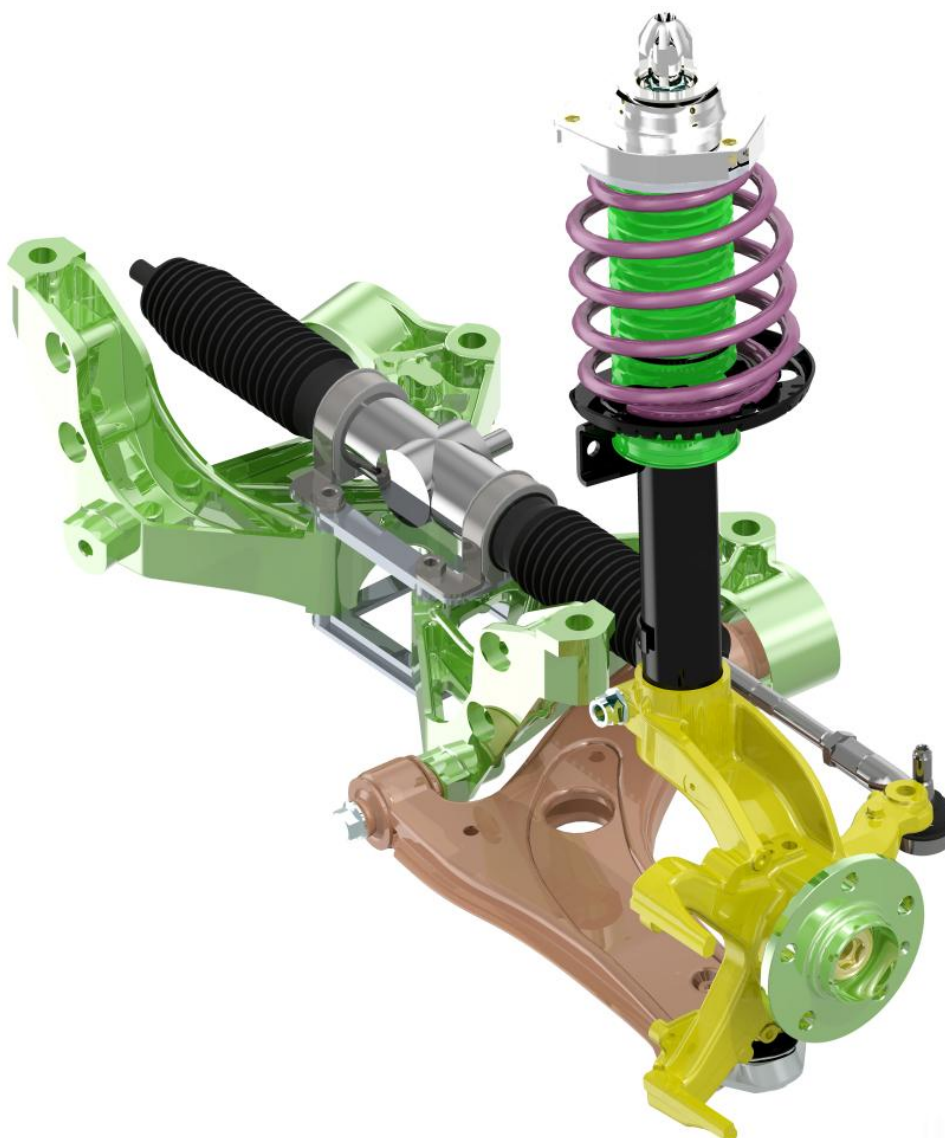
Celá přední náprava je tvořena velkým množstvím nakupovaných dílů. Ty byly původně voleny z vozu Škoda Fabia první generace. Většina použitých dílů je však používána i v současnosti vyráběných vozech Škoda Fabia a Škoda Roomster.



Obr. 37 Pohled zepředu na sestavu přední nápravy (zavěšení levého předního kola)



Obr. 38 Pohled shora na sestavu přední nápravy (zavěšení levého předního kola)



Obr. 39 Izometrický pohled na sestavu přední nápravy (zavěšení levého předního kola)

### 3.1.9 Díly použité na přední nápravě

U použitých dílů je uvedeno označení dle Škoda Auto a. s. popř. i s alternativním označením.

#### Díly zavěšení

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
1	1	Levá konzola k ramenu a nápravnici	6Q0 199 293 C
			6Q0 199 293 B
			6Q0 199 293 D
2	1	Pravá konzola k ramenu a nápravnici	6Q0 199 294 C
			6Q0 199 294 B
			6Q0 199 294 D
3	2	Spodní rameno	6Q0 407 151 B
			6Q0 407 151 E
4	1	Kulový čep ramena levý	6Q0 407 365 A
			6Q0 407 365 M

5	1	Kulový čep ramena pravý	6Q0 407 366 A
			6Q0 407 366 M
6	2	Zarážka spodního ramena	6N0 407 175 A
7	2	Matice kulového čepu M12x1.5	N 908 088 01
8	6	Šroub kulového čepu M8x26	N 101 277 06
9	2	Lůžko ramena zadní	6Q0 407 183
10	2	Lůžko ramena přední	6Q0 407 182
11	2	Šroub M12x1,5x100 pro přední lůžko ramena	N 101 418 01
12	1	Těhlice levá	6Q0 407 255 T
			6Q0 407 255 Q
13	1	Těhlice pravá	6Q0 407 256 T
			6Q0 407 256 Q
14	2	Šroub M12X1,5X80 pro tlumič	N 909 548 01
			N 909 548 02
15	2	Matice M12x1.5 pro tlumič	N 101 064 02

Tab. 2 Seznam nakoupených dílů zavěšení

### Díly uložení kola

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
16	2	Náboj předního kola	6R0 407 621 CB
17	10	Šroub kola M14x1,5x29	WHT 001 812
			431 601 139 A
			8D0 601 139 A
			8D0 601 139 D
			WHT 002 437
18	2	Matice náboje předního kola	6Q0 407 396 A
			6Q0 407 396 C

Tab. 3 Seznam nakoupených dílů uložení kola

### Díly odpružení

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
19	2	Přední pružina pérování	6Q0 411 105 AD
20	2	Přední tlumič pérování	6Q0 413 031 AM
			6Q0 413 031 AH
			6Q0 413 031 BH
21	2	Uložení předního tlumiče	6Q0 412 331 B
22	2	Axiální kuličkové ložisko předního tlumiče	6N0 412 249 E
			6N0 412 249 B
			6N0 412 249 C
23	2	Doraz předního tlumiče (přídavná pružina)	6N0 412 303 A
24	2	Manžeta předního tlumiče	6N0 413 175 A
25	2	Matice předního tlumiče pérování	1H0 412 365 A

Tab. 4 Seznam nakoupených dílů odpružení

## Díly řízení

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
26	1	Levá tyč řízení	6Q0 423 803 B
			6Q0 423 803 E
27	1	Pravá tyč řízení	6Q0 423 804 B
			6Q0 423 804 E
28	2	Manžeta řízení	6Q0 423 831 A
29	2	Spona manžety řízení	6Q0 423 933 A
30	2	Lůžko řízení pryžové	6Q0 423 884 A
31	2	Matice čepu ramena M12x1,25	N 903 213 02

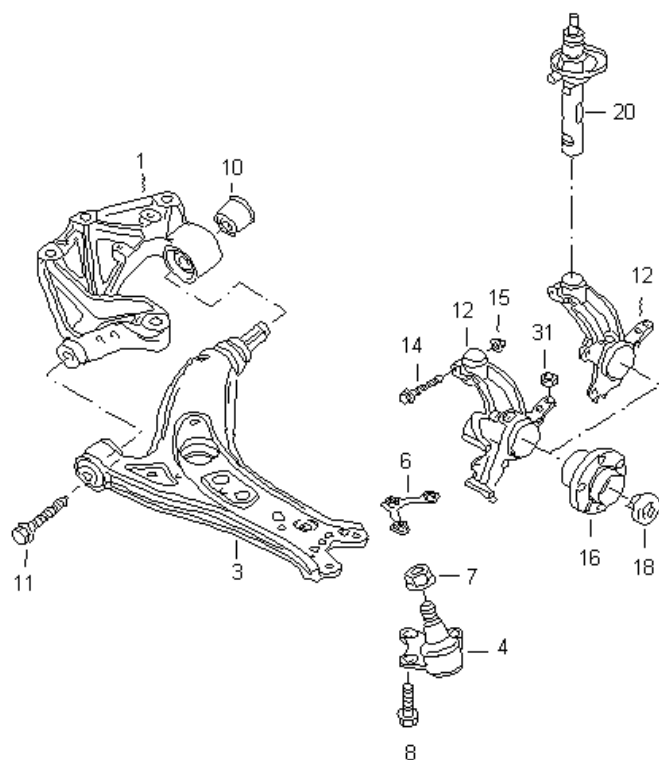
Tab. 5 Seznam nakoupených dílů řízení

## Středové díly

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
32	1	Vrchní středová plech	DP-KVM-656-03
33	1	Spodní středový plech	DP-KVM-656-04
34	4	Rameno	DP-KVM-656-05
35	2	Svorka převodky řízení	DP-KVM-656-06
36	1	Převodka řízení	DP-KVM-656-07

Tab. 6 Seznam středových dílů

## Schéma umístění základních komponent

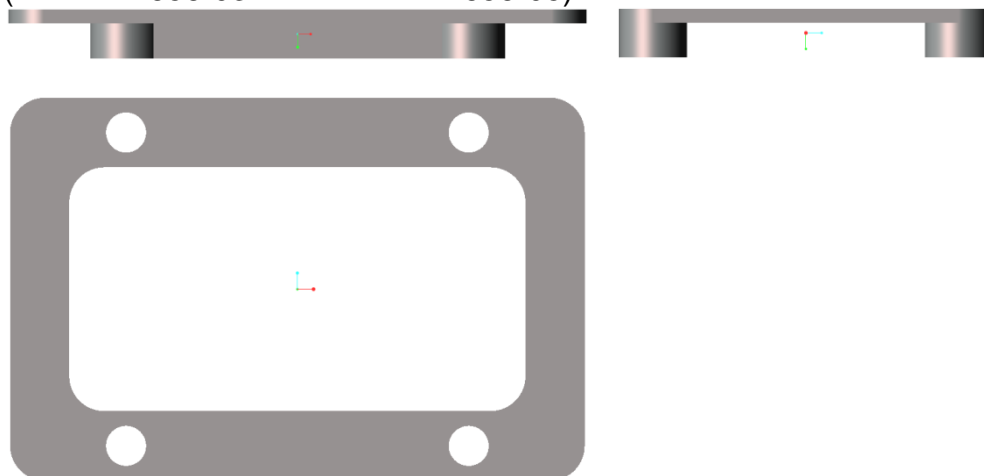


Obr. 40 Schéma umístění základních komponent podvozku (pozice odpovídají pozici v tab. 1-4)

## ***Středové díly***

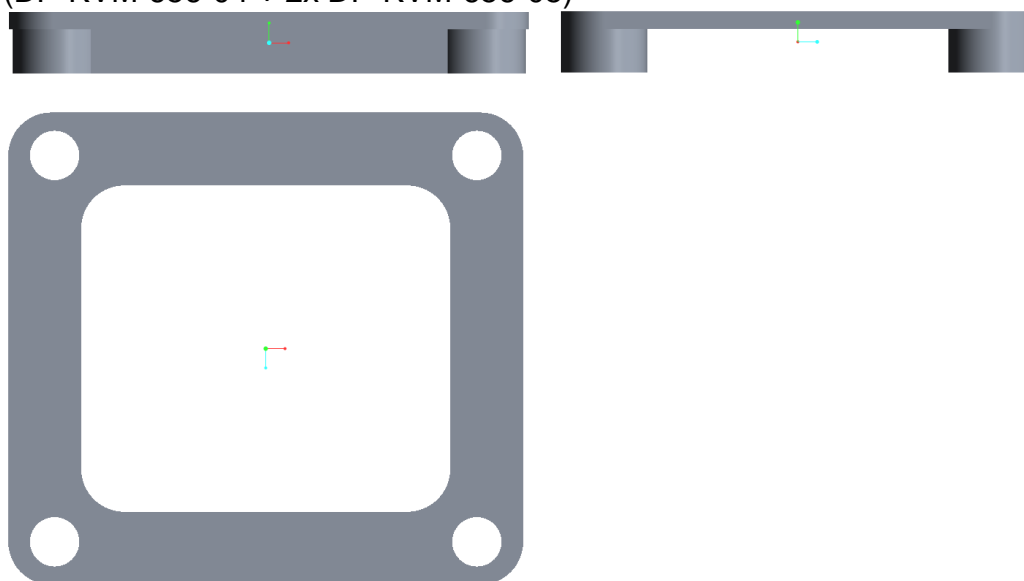
Jejich výkresová dokumentace je přílohou této práce. Jsou uvedeny v Tab. 6.

**Vrchní středový díl**– plech společně se dvěma rameny  
(DP-KVM-656-03 + 2x DP-KVM-656-05)



*Obr. 41 Pohledy na vrchní středový díl*

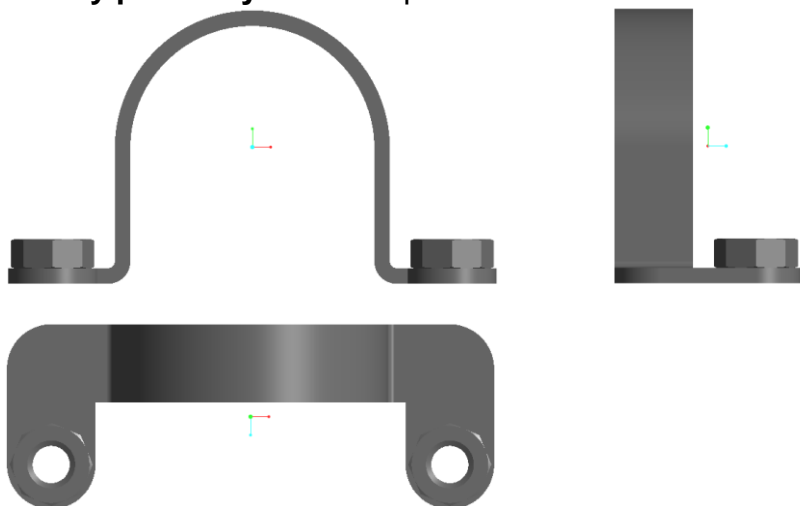
**Spodní středový díl** – plech společně se dvěma rameny  
(DP-KVM-656-04 + 2x DP-KVM-656-05)



*Obr. 42 Pohledy na spodní středový díl*



## Svorky převodky řízení – společně se dvěma maticemi (2x DP-KVM-656-06)



Obr. 43 Pohledy na svorku převodky řízení

### Převodka řízení

Zde je uveden vyplněný datasheet:

**TITAN END JOINT:**

SEE APPENDIX A

OR

**THREAD DETAIL:**

### FIXED CENTRE DATA SHEET

RACK SPEED	
PINION DESCRIPTION	mm OF TRAVEL PER REVOLUTION
7Tx14DP	43.0
8Tx14DP	49.1
9Tx14DP	55.2
10Tx14DP	61.4
8Tx12DP	57.3
9Tx12DP	64.5
10Tx12DP	71.6
11Tx12DP	78.8
12Tx12DP	85.9
125mm MAXIMUM TRAVEL	

Submit

CUSTOMER DETAILS	
CUSTOMER NAME	TUL v Liberci
VEHICLE NAME	STUL
RACK SPEED	8Tx14DP
TRAVEL (MAX 125.0mm)	50
GAITER LIPS	NO
GAITERS	NO
CLAMPS	NO

\* = CAN BE INCREASED WITH AN EXTENSION

Please send completed form to  
[zoe.timbrell@titan.uk.net](mailto:zoe.timbrell@titan.uk.net)  
or fax to 01480 216267.

Obr. 44 Požadované rozměry a parametry převodky řízení

## 3.2 Konstrukční návrh zadní nápravy

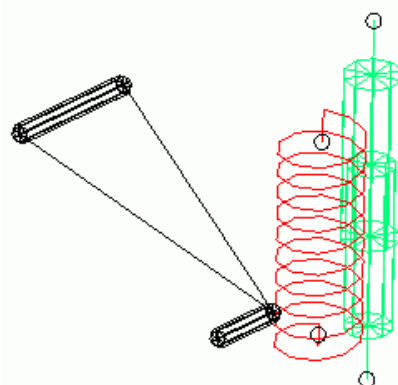
Zadní nápravy dnešních osobních automobilů jsou většinou řešeny jako kliková spřažená náprava (náprava s propojenými podélnými rameny). Toto řešení vyniká nenáročností na zástavbový prostor, umožňuje tak vytvoření velkého zavazadlového prostoru s nízkou podlahou. Taková náprava zároveň sama funguje jako příčný stabilizátor. Výhodou je i malé množství dílů a snadná montáž. Ovšem



úprava klikové spřažené nápravy na menší rozchod je velmi obtížná. Zpravidla jsou vyráběny jako plechový svařenec. Při snaze o její zúžení by vznikaly problémy se změnou tuhosti celé nápravy a její pevností. I při návrhu nové nápravy tohoto typu by vznikaly podobné problémy, především s pevností. Navíc u řešeného vozidla se vzhledem k určení v současném návrhu nepočítá se stabilizací ani přední nápravy. Bylo proto zvoleno zavěšení pomocí klikové nápravy. To si zachovává mnoho výhod klikové spřažené nápravy. Kola jsou zavěšena zcela nezávisle, každé pomocí vlastního ramena.

### 3.2.1 Zavěšení zadní nápravy

Ramena nápravy se kývají kolem příčné osy, při propružení tedy dochází jen k malé změně rozvoru automobilu. Byla snaha při konstrukci ramen maximálně využít prostor pod vozidlem, aby ramena mohla být co nejdelší a tedy odchylky rozvoru co nejmenší. Samotné rameno je vyrobeno jako svařenec, kde jsou kombinovány trubkové profily s plechovými. Vznikly celkem dvě varianty ramena,

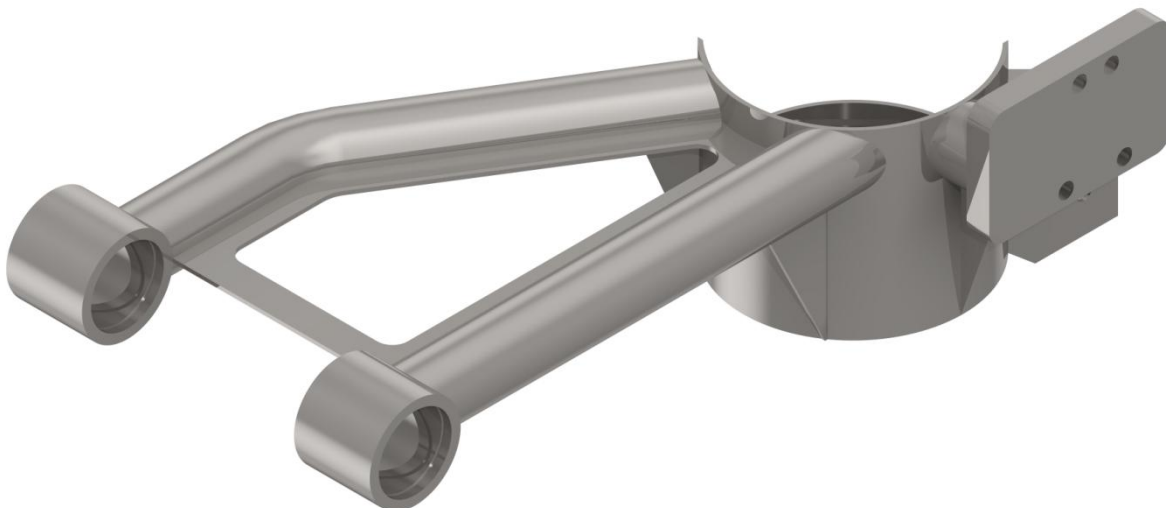


Obr. 45 Kinematické znázornění zadní nápravy

kteří se liší v použitých brzdách na nápravě. Původně uvažované kotoučové brzdy byly nakonec nahrazeny bubnovými, nebylo tedy třeba děr pro upevnění držáku třmenu brzdy. Také se zmírnily požadavky na pevnost, protože brzdící momenty se nepřenášejí přes rameno, ale pouze přes čep kola. Ovšem původní návrh ramena musel být nakonec zesílen. Uvažovaná tloušťka materiálu 2,5mm se ukázala jako nedostačující, nakonec byl použit materiál tloušťky 4mm.



Obr. 46 Návrh ramena pro použití kotoučové brzdy



Obr. 47 Návrh ramena pro použití bubnové brzdy (plech 2,5 mm)



Obr. 48 Návrh ramena pro použití bubnové brzdy (plech 4 mm)

### **Volba materiálu ramena**

Byla volena ocel. Ta dosahuje velmi dobré pevnosti i svařitelnosti. Nevýhodou je vyšší hmotnost celé konstrukce.

### **11 523**

#### **Charakteristika**

Nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel vhodná ke svařování.

#### **Použití**

Mostní a jiné svařované konstrukce, pásy na ohýbané profily a trubky, součásti strojů, bezešvé a svařované trubky, trubkové svařované konstrukce strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol (namáhané staticky a dynamicky).

#### **Chemické složení dle ČSN 411523 [hm. %]**

C	Mn	Si	P	S	N
max 0,20	max 1,60	max 0,55	max 0,040	max 0,040	max 0,009

Tab. 7 Chemické složení oceli 11 523

## **Mechanické vlastnosti**

Mez pevnosti  $R_m$  450 až 630MPa

Mez kluzu  $R_e$  min 333MPa

Tvrдость HB max 274

## **Poznámky**

Třída odpadu 001

## **Doporučený přídatný materiál na svařování**

elektrickým obloukem ručně, EMn2Mo-20B, E 52.33, E 48.93

## Použité profily:

- TR Ø40 x 4 – ČSN 42 5715.01 – 11 523.0 – ČSN 42 0250.11
- P 4 – b x l ČSN 42 5310.11 – 11 523.1 – ČSN 42 0109.50

## ***Uložení ramena***

Rameno je uloženo v rámu vozidla pomocí dvou pryžových pružin. Ty jsou v rameni uloženy otočně pomocí pojistného kroužku. V rámu je pak rameno upevněno dvěma lícovanými šrouby M12, konkrétně jde o šrouby M12x55 ČSN 02 1112. Díky pryžovým pružinám nedochází k přenášení vibrací z ramena na rám.

## ***Vybrané pryžové lůžko***

Vybraná pryžová pružina má tyto rozměry:

- vnější průměr 50mm
- vnitřní průměr 13mm
- šířka středu 50mm
- šířka vnějšího kroužku 37mm

Tyto požadavky splňuje pružina používaná u vozu Volvo 240 u uložení zadní nápravy.



Obr. 49 Použité pryžové lůžko

## Označovací kódy použité pryžové pružiny:

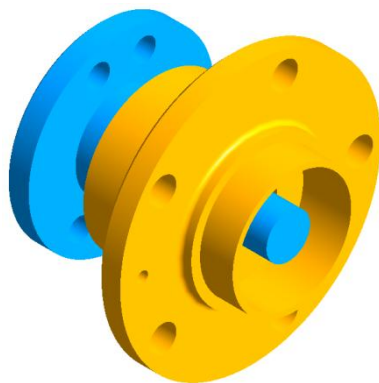
**VOLVO:** 1273622, **FEBI BILSTEIN:** 01860, **MOOG:** VV-SB-4474, **NK:** 5104813, **SCANTECH:** 85.822, **SWAG:** 55 79 0005, **TRISCAN:** 8500 2729, 40 40074 03571 9

### 3.2.2 Uložení kol zadní nápravy

Kola zadní nápravy jsou uložena na soustavě čepu s ložiskem. Tyto díly jsou opět použity z vozu Škoda Fabia. Díky tomu je také zajištěno, že na přední i zadní nápravu lze bez potíží osadit stejná kola. Kvůli zjištění základních rozměrů byly čep kola i jeho náboj zapůjčeny z AUTOCORA OBCHODNÍ SPOL. s r.o.

Čep se na rameno nápravy upevní pomocí čtyř šroubů M10. Náboj je poté na čep nasunut a zajištěn maticí. Matice je vybavena pojistkou proti povolení, která se při povolení poškodí, je jí tedy třeba vždy vyměnit. Matice je nakonec ještě zakryta víčkem. Podle zapůjčených dílů byly vytvořeny modely.

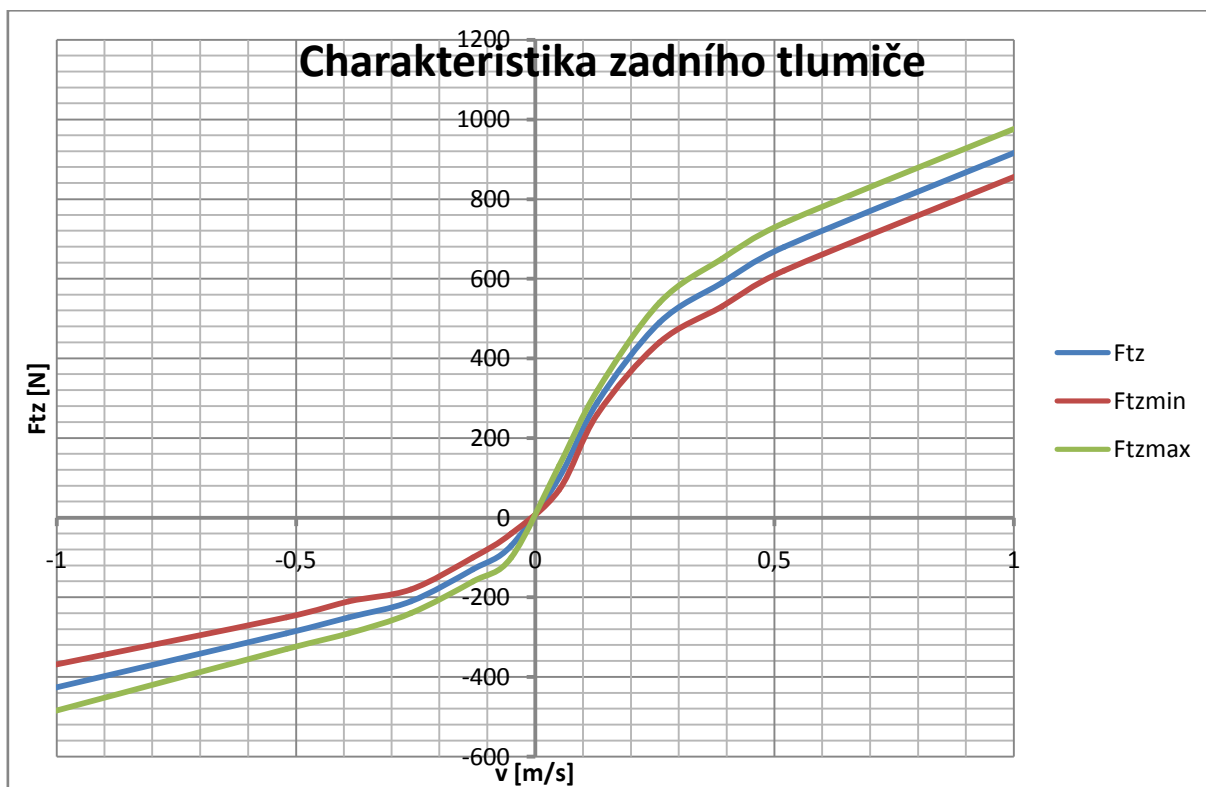
Mezi čepem a nábojem je ještě prostor pro uložení brzdy. V případě kotoučové je na čepu kola upevněn krycí plech a na náboji poté nasunut brzdící kotouč. V případě uvažovaných bubnových brzd je na čepu kola namísto krycího plechu držák čelistí brzdy. Na náboji je pak usazen buben brzdy.



*Obr. 50 Čep kola s nábojem*

### 3.2.3 Odpružení zadní nápravy

Mezi rámem a miskou ramena je stlačená pružina. Ta je stažena tlumičem, který je napnut také mezi ramenem a rámem vozidla. Tlumič a pružina jsou použity z vozu Škoda Fabia. Graf 2. znázorňuje charakteristiku zadního tlumiče.



Tuhost [Nm]	Označení	Barevné označení	Volná délka pružiny [mm]	Průměr drátu [mm]	Vnitřní průměr ±1mm [mm]	Délka zablokování [mm]
17000	6Q0 511 115 BH	1 oranžová, 1 žlutá, 3 zelené	333,0	9,7	101	75
17000	6Q0 511 115 AG	1oranžová 2 žluté 1 modrá	338,5	9,7	102	73

Tab. 8 Pružiny používané na zadní nápravě Škoda Fabia

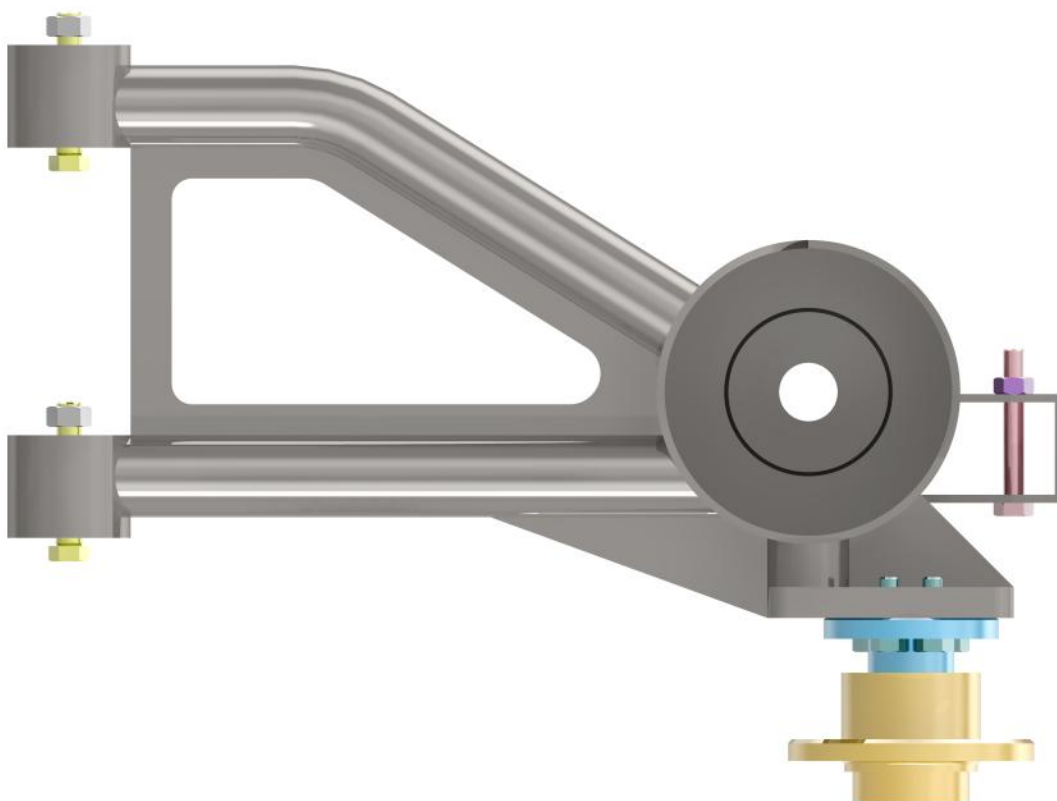
Tab. 6 uvádí typy pružin používaných u vozu Škoda Fabia 1,2 44kW. Byla volena pružina 6Q0 511 115 BH.

### 3.2.4 Konečná podoba zadní nápravy

Zadní náprava je tvořena dvěma nově vyrobenými rameny. Každé kolo je tak zavěšeno zcela nezávisle. Dále je pak použito několik dílů z vozu Škoda Fabia, jako například uložení pružin či kola.



Obr. 51 Pohled zepředu na sestavu zadní nápravy (zavěšení levého zadního kola)



Obr. 52 Pohled shora na sestavu zadní nápravy (zavěšení levého zadního kola)



Obr. 53 Isomerický pohled na sestavu zadní nápravy (zavěšení levého zadního kola)

### 3.2.5 Díly použité na zadní nápravě

U použitých dílů je uvedeno označení dle Škoda Auto a. s. popř. i s alternativním označením.

#### Díly zavěšení

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
1	1	Levé rameno	DP-KVM-656-0100
2	1	Pravé rameno	DP-KVM-656-0200
3	4	Lůžko uložení ramena	1273622
4	4	Pojistný kroužek	48 ČSN 02 2931
5	4	Šroub ramena	M12x55 ČSN 02 1112
6	4	Matice ramena	M12 ČSN ISO 24032

Tab. 9 Seznam dílů zavešení

### Díly uložení kola

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
7	2	Čep zadního kola	6Q0 501 117
8	8	Šroub čepu zadní nápravy M10x32	N 907 589 02
			N 905 248 01
			N 907 589 01
9	2	Náboj zadního kola s ložiskem	6Q0 598 611
10	10	Šroub kola M14x1,5x29	WHT 001 812
			431 601 139 A
			8D0 601 139 A
			8D0 601 139 D
			WHT 002 437
11	2	Matice náboje zadního kola	N 906 545 02
			N 906 545 01
12	2	Víčko náboje zadního kola	1J0 501 249

Tab. 10 Seznam nakoupených dílů uložení kola

### Díly odpružení

POZICE	POČET KUSŮ	POPIS SOUČÁSTI	OZNAČENÍ
13	2	Spodní podložka zadní pružiny	1J0 512 109
14	2	Podpěrná podložka pružiny	1J0 512 149 B
15	2	Pružina pérování zadní	6Q0 511 115 BH
16	2	Šroub zadního tlumiče M10x75	N 905 173 04
			N 905 173 02
17	2	Matice zadního tlumiče	N 103 041 01
			N 103 041 02
18	2	Zadní tlumič pérování	6Q0 513 025 R
			6Q0 513 025 M
19	2	Manžeta zadního tlumiče	1J0 513 425
20	2	Zadní doraz tlumiče	6Q0 512 131 B
			6X0 512 131 A
21	2	Kroužek pojistný	823 512 097
			8D0 512 097
22	2	Uložení zadního tlumiče	1J0 513 353 B
			1J0 513 353 A
			1J0 513 353 C
			1J0 513 353 G
23	2	Šroub M10x35	N 906 484 02
			N 906 484 01

Tab. 11 Seznam nakoupených dílů odpružení

## 4 Pevnostní kontrola

---

Nově navržené díly bylo třeba pevnostně zkontrolovat. Jde především o rameno zadní nápravy.



Obr. 54 Základní orientace os vozidla

### 4.1 Definice jízdních režimů a určení sil

Na vozidlo působí mnoho sil, které musí být přeneseny z vozidla koly na vozovku. Jde o tíhové síly samotného vozidla, posádky či nákladu. Dále pak brzdné síly, které působí proti setrvačným silám nebo hnací síly, které se snaží překonat všechny odpory vozidla. Při průjezdu zatáčkou jsou přenášeny odstředivé síly. Všechny síly mezi kolem a rámem vozu jsou přenášeny podvozkem. Tyto účinky byly pro účely pevnostní analýzy spočítány za určitých zjednodušujících předpokladů. Skutečná povaha sil působících na vozidlo je velmi složitá a závisí na mnoha těžko zjistitelných a náhodně se měnících faktorech. Při návrhu jízdních stavů a jejich podmínek je proto snaha o zjednodušení. Vzhledem k určení sil především pro kontrolu zadní nápravy, byly zvoleny tyto stavy:

- statické zatížení vozidla – tento stav je základní a výchozí pro další výpočty.
- rozjezd vozidla – při rozjezdu je přitížena zadní náprava
- brzdění vozidla – v této situaci je nápravou přenášena setrvačná síla působící v podélném směru (ve směru osy  $x$ ), zadní náprava je odlehčena.
- průjezd zatáčkou – v tomto režimu kola přenáší příčné síly (ve směru osy  $y$ )



- dynamický režim – tento stav by měl reprezentovat proměnlivou povahu sil působících na vozidlo

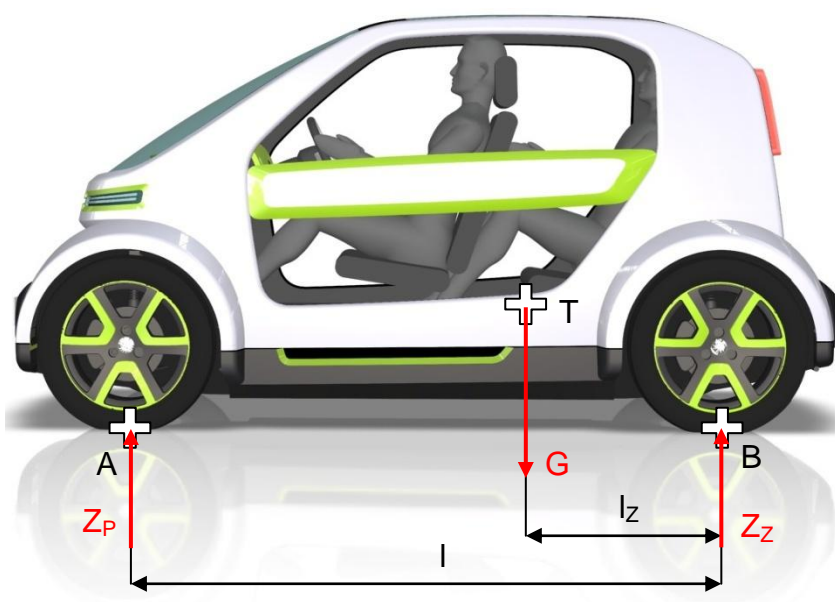
Pro výpočet bylo zapotřebí určení těžiště vozidla. To bylo pomocí zjednodušeného výpočtu uvažujícím umístění a hmotu nehmotnějších komponent určeno v práci zabývající se návrhem rámu elektromobilu (8). Při výpočtu bylo počítáno s dvoučlennou posádkou.

#### Základní data:

Hmotnost vozidla	$m = 700\text{kg}$
Rozvor vozidla	$l = 2,2\text{m}$
Vzdálenost těžiště od zadní nápravy	$l_z = 1,102\text{m}$
Výška těžiště	$h = 0,55\text{m}$
Gravitační zrychlení	$g = 9,81\text{ m/s}^2$

#### **4.1.1 Statické zatížení vozidla**

Tento režim odpovídá zatížení vozidla v klidu jeho vlastní hmotností popř. při pohybu konstantní rychlostí při zanedbání všech jízdních odporů.



Obr. 55 Znáznornění sil při statickém zatížení

Silová rovnováha ve svislém směru (ve směru osy z):

$$G - Z_z - Z_p = 0 \quad (1)$$

Momentová rovnováha k modu B:

$$-G \cdot l_z + Z_p \cdot l = 0 \quad (2)$$

Z rovnice (2) vyjádříme a vypočítáme  $Z_P$ :

$$Z_P = G \cdot \frac{l_Z}{l} = m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l} = 750 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,102}{2,2} = \underline{\underline{3439,7 \text{ [N]}}} \quad (3)$$

Z rovnice (1) vyjádříme a vypočítáme  $Z_Z$ :

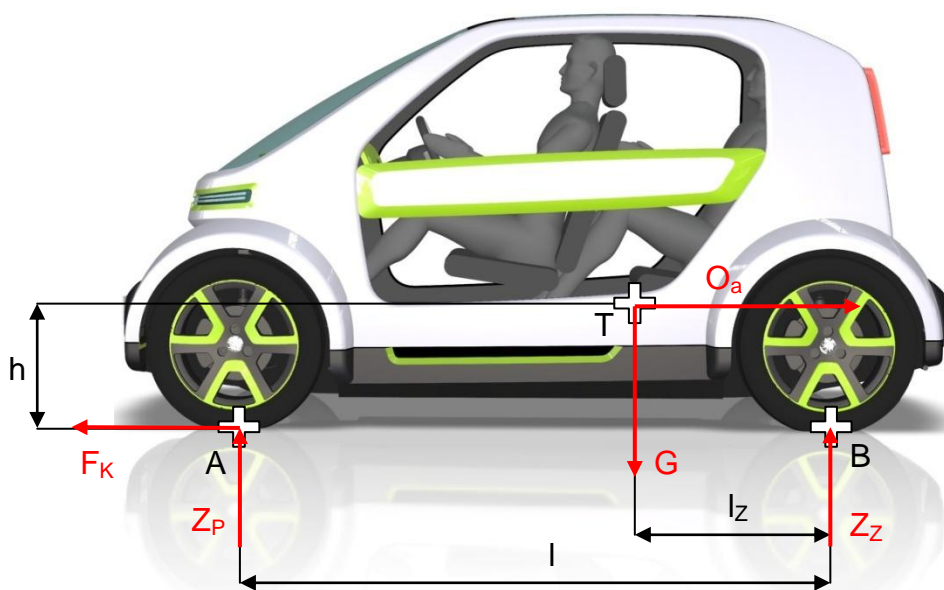
$$Z_Z = G - Z_P = m \cdot g - Z_P = 700 \cdot 9,81 - 3437,7 = \underline{\underline{3427,3 \text{ [N]}}} \quad (4)$$

Směr síly [N]		Podélná x	Příčná y	Svislá z
Přední náprava	Obě kola	0,0	0,0	3439,7
	Jedno kolo	0,0	0,0	1719,9
Zadní náprava	Obě kola	0,0	0,0	3427,3
	Jedno kolo	0,0	0,0	1713,6

Tab. 12 Výsledky statického zatížení

#### 4.1.2 Zatížení při rozjezdu vozidla

Během rozjezdu vozidla dochází především k jinému rozložení svislých reakcí (ve směru osy z) mezi nápravami vlivem klopného momentu. Výsledkem je přitížení zadní nápravy. Zrychlení vozidla je způsobeno hnací silou  $F_K$ , které překonává odpor zrychlení  $O_a$  a urychluje vozidlo zrychlením  $a$ . Odpory valení a vzduchu byly zanedbány. Hnací síla  $F_K$  byla určena jako maximální síla přenositelná mezi koly přední nápravy a vozovkou, než dojde k proklouznutí kola. Adhezní podmínky byly voleny běžné, tedy povrch vozovky pokrytý suchým asfaltem. Další možností je určení hnací síly z hnacího momentu. K tomu je ale třeba znát charakteristiku použitého motoru stejně jako převod celého hnacího ústrojí.



Obr. 56 Znázornění sil při rozjezdu

Silová rovnováha ve svislém směru (ve směru osy z):

$$G - Z_Z - Z_P = 0 \quad (5)$$

Silová rovnováha v podélném směru (ve směru osy x):

$$O_a - F_K = 0 \quad (6)$$

Momentová rovnováha k modu B:

$$-G \cdot l_Z + Z_P \cdot l + O_a \cdot h = 0 \quad (7)$$

Odpor zrychlení je určen na základě vztahu:

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta \quad (8)$$

Kde:  $a$  [m/s<sup>2</sup>] zrychlení vozidla

$\delta$  [1] součinitel vlivu rotujících částí

Pro osobní automobily a jeden zařazený převodový stupeň se volí součinitel rotujících částí  $\delta$  mezi 1,5 – 1,8. Pro toto vozidlo byl zvolen  $\delta = 1,6$ .

Hnací síla  $F_K$  je určena na základě vztahu:

$$F_K = Z_P \cdot \varphi \quad (9)$$

Kde:  $\varphi$  [1] součinitel adheze

Povrch	Suchý asfalt	Mokrá asfalt	Beton	Suchá polní cesta	Ujetý sníh	Náledí
Součinitel adheze $\varphi$ [1]	0,7 - 0,9	0,3 - 0,5	0,7 - 1	0,8	0,2 - 0,3	0,1

Tab. 13 Hodnoty součinitele adheze pro vybrané povrchy

Pro suchý asfalt je dle Tab. 13 zvolen součinitel adheze  $\varphi = 0,9$ .

Do rovnice (6) dosadíme z rovnice (8) za  $O_a$  a z rovnice (9) za  $F_K$ :

$$m \cdot a \cdot \delta - Z_P \cdot \varphi = 0 \quad (10)$$

Z rovnice (7) vyjádříme  $Z_P$  a dosadíme z rovnice (8) za  $O_a$ :

$$Z_P = \frac{G \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} = \frac{m \cdot (g \cdot l_Z - a \cdot \delta \cdot h)}{l} \quad (11)$$

Do rovnice (10) dosadíme za  $Z_P$  z rovnice (11):

$$m \cdot a \cdot \delta - \frac{m \cdot (g \cdot l_Z - a \cdot \delta \cdot h)}{l} \cdot \varphi = 0 \quad (13)$$

$$a \cdot \delta - \frac{g \cdot l_Z - a \cdot \delta \cdot h}{l} \cdot \varphi = 0 \quad (14)$$

Z rovnice (14) vyjádříme a vypočteme  $a$ :

$$a = \frac{g \cdot l_Z}{\delta \cdot \left(\frac{1}{\varphi} + h\right)} = \frac{9,81 \cdot 1,102}{1,6 \cdot \left(\frac{2,2}{0,9} + 0,55\right)} = 2,26 \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (15)$$

Po dosazení do rovnice (11) získáme hodnotu  $Z_P$ :

$$Z_P = \frac{m \cdot (g \cdot l_Z - a \cdot \delta \cdot h)}{l} = \frac{700 \cdot (9,81 \cdot 1,102 - 1,23 \cdot 1,6 \cdot 0,55)}{2,2} = \underline{\underline{2808,0 \text{ [N]}}} \quad (16)$$

Z rovnice (5) vyjádříme a vypočteme  $Z_Z$ :

$$Z_Z = G - Z_P = m \cdot g - Z_P = 700 \cdot 9,81 - 2808,0 = \underline{\underline{4059,0[N]}} \quad (17)$$

Dosadíme do rovnice (9) a vypočítáme  $F_K$ :

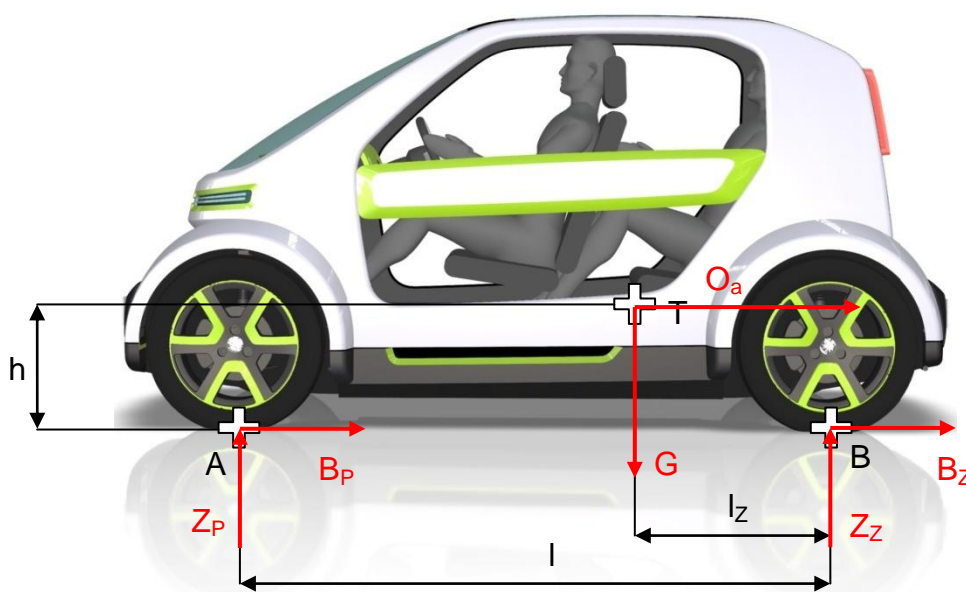
$$F_K = Z_P \cdot \varphi = 2808,0 \cdot 0,9 = \underline{\underline{2527,2[N]}} \quad (18)$$

Směr síly [N]		Podélná x	Příčná y	Svislá z
Přední náprava	Obě kola	2527,2	0,0	2808,0
	Jedno kolo	1263,6	0,0	1404,0
Zadní náprava	Obě kola	0,0	0,0	4059,0
	Jedno kolo	0,0	0,0	2029,5

Tab. 14 Výsledky zatížení při rozjezdu vozidla

#### 4.1.3 Zatížení při brzdění vozidla

Při uvažování tohoto režimu byly zanedbány některé jízdní odpory. Odpor vzduchu, který je významný jen při vyšších rychlostech a odpor valení. Na vozidlo při brzdění působí především setrvačná síla způsobená hmotou vozidla a jeho zpomalením. Ve výpočtu je tato síla vyjádřena jako odpor zrychlení, kde je hodnota zrychlení záporná (zpomalení). Velikost zrychlení byla určena na základě maximální brzdné síly, kterou je ještě v závislosti na adhezních podmínkách možné přenést mezi koly a vozovkou, než vozidlo přejde do smyku. Adhezní podmínky byly voleny běžné, tedy povrch vozovky pokrytý suchým asfaltem. Během brzdění je stále uvažováno začazení rotačních ploch.



Obr. 57 Znázornění sil při brzdění

Silová rovnováha ve svislém směru (ve směru osy z):

$$G - Z_Z - Z_P = 0 \quad (19)$$

Silová rovnováha v podélném směru (ve směru osy x):

$$O_a + B_P + B_Z = 0 \quad (20)$$

Momentová rovnováha k modu B:

$$-G \cdot l_Z + Z_P \cdot l + O_a \cdot h = 0 \quad (21)$$

Odpor zrychlení je určen na základě vztahu:

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta \quad (22)$$

Kde:  $a$  [m/s<sup>2</sup>] zrychlení vozidla

$\delta$  [1] součinitel vlivu rotujících částí

Pro osobní automobily a jeden zařazený převodový stupeň se volí součinitel rotujících částí  $\delta$  mezi 1,5 – 1,8. Pro toto vozidlo byl zvolen  $\delta = 1,6$ .

Brzdné síly jsou určeny na základě vztahů:

$$B_P = Z_P \cdot \varphi \quad (23)$$

$$B_Z = Z_Z \cdot \varphi \quad (24)$$

Kde:  $\varphi$  [1] součinitel adheze

Pro suchý asfalt je dle Tab. 13 zvolen součinitel adheze  $\varphi = 0,9$ .

Do rovnice (20) dosadíme z rovnice (22) za  $O_a$  a z rovnic (23) a (24) za  $B_P$  a  $B_Z$ :

$$m \cdot a \cdot \delta + Z_P \cdot \varphi + Z_Z \cdot \varphi = 0 \quad (25)$$

Z rovnice (25) vyjádříme  $a$ :

$$a = -\frac{(Z_P + Z_Z) \cdot \varphi}{m \cdot \delta} \quad (26)$$

Do rovnice (26) dosadíme za  $Z_P + Z_Z$  z rovnice (19) a vypočítáme  $a$ :

$$a = -\frac{G \cdot \varphi}{m \cdot \delta} = -\frac{m \cdot g \cdot \varphi}{m \cdot \delta} = -\frac{g \cdot \varphi}{\delta} = -\frac{9,81 \cdot 0,9}{1,6} = \underline{\underline{-5,52}} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (27)$$

Po dosazení do rovnice (22) dostáváme:

$$O_a = m \cdot a \cdot \delta = 700 \cdot (-5,52) \cdot 1,6 = -6180,3 \text{ [N]} \quad (28)$$

Z rovnice (21) vyjádříme a vypočteme  $Z_P$ :

$$\begin{aligned} Z_P &= \frac{G \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} = \frac{m \cdot g \cdot l_Z - O_a \cdot h}{l} = \\ &= \frac{700 \cdot 9,81 \cdot 1,102 - (-6180,3) \cdot 0,55}{2,2} = \underline{\underline{4984,8}} \text{ [N]} \end{aligned} \quad (29)$$

Z rovnice (19) vyjádříme a vypočteme  $Z_Z$ :

$$Z_Z = G - Z_P = m \cdot g - Z_P = 700 \cdot 9,81 - 4984,8 = \underline{\underline{1882,2}} \text{ [N]} \quad (30)$$

Dosadíme do rovnic (23) a (24) a vypočítáme  $B_P$  a  $B_Z$ .

$$B_P = Z_P \cdot \varphi = 4984,8 \cdot 0,9 = \underline{\underline{4486,3[N]}} \quad (31)$$

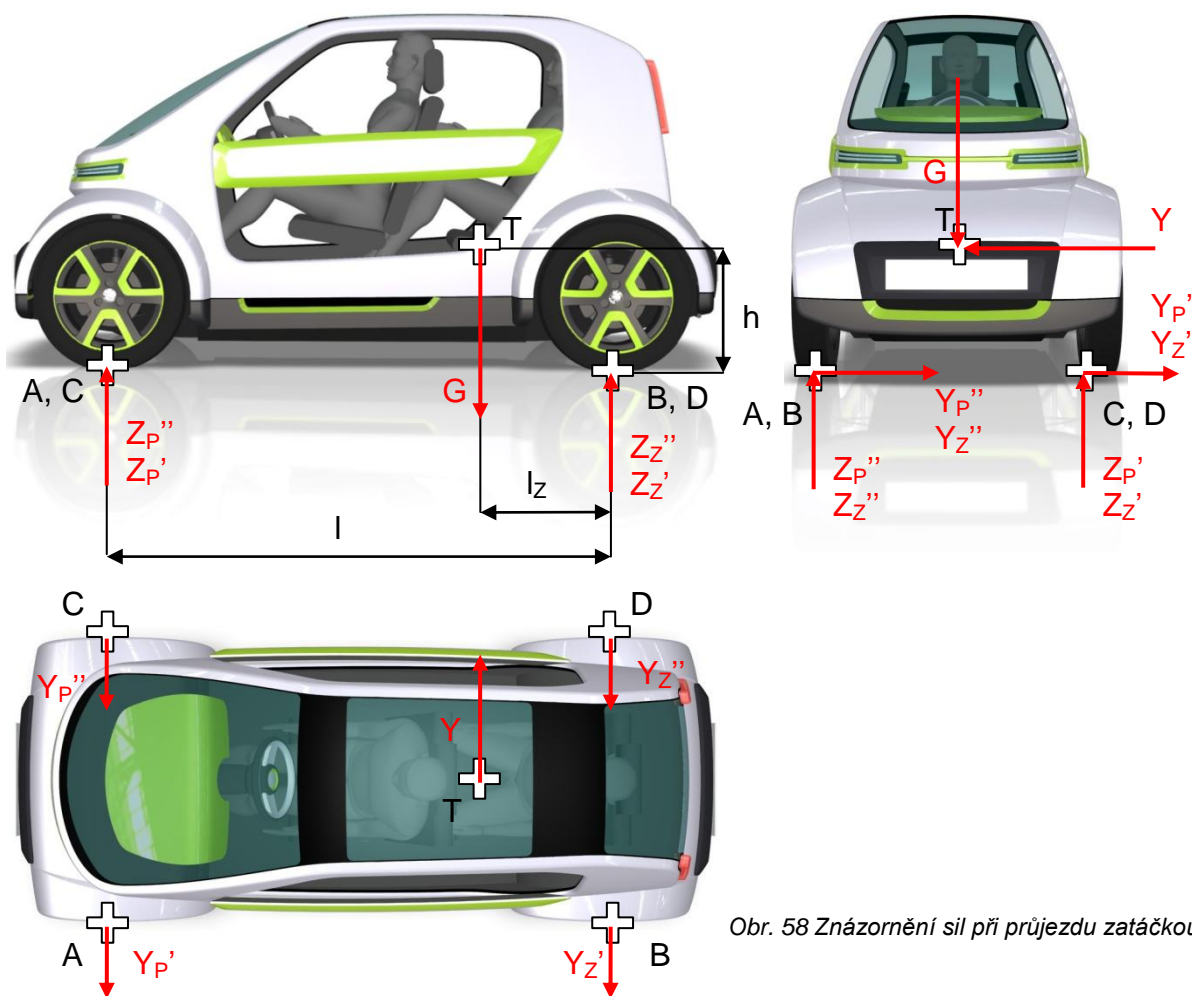
$$B_Z = Z_Z \cdot \varphi = 1882,2 \cdot 0,9 = \underline{\underline{1694,0[N]}} \quad (32)$$

Směr síly [N]		Podélná	Příčná	Svislá
		x	y	z
Přední náprava	Obě kola	4486,3	0,0	4984,8
	Jedno kolo	2243,2	0,0	2492,4
Zadní náprava	Obě kola	1694,0	0,0	1882,2
	Jedno kolo	847,0	0,0	941,1

Tab. 15 Výsledky zatížení při brzdění vozidla

#### 4.1.4 Zatížení při průjezdu zatáčkou

Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo odstředivá síla. Ta závisí na poloměru zatáčky a rychlosti, jakou zatáčku projíždíme. Při výpočtu byla opět přijata určitá zjednodušení. Je zanedbán odpor vzduchu a valení, neuvažuje se naklopení karoserie a pneumatiky jsou dokonale tuhé v podélném i příčném směru. Při výpočtu nebyla uvažována konkrétní situace, tedy poloměr zatáčky a rychlost. Vycházelo se z předpokladu, že svislá reakce (ve směru osy z) na každé nápravě je i v tomto případě stejná, jako při statickém zatížení. Pomocí adhezního součinitele v příčném směru (ve směru osy y) lze určit maximální možnou příčnou sílu (ve směru osy y) přenášenou nápravou bez ohledu na konkrétní jízdní situaci. Při pevnostním výpočtu je pak uvažováno, že náprava přenáší právě tuto maximální příčnou sílu (ve směru osy y).



Obr. 58 Znáznornění sil při průjezdu zatáčkou

Vozidlo zobrazené na schématu obr. 51 projíždí levotočivou zatáčku. Síly označené ' jsou na kolech blíže středu zatáčky. Síly označené '' jsou na vzdálenějším páru kol.

Při výpočtu bylo vycházeno z následujících vztahů:

$$Y_P = Z_P \cdot \varphi \quad (33)$$

$$Y_Z = Z_Z \cdot \varphi \quad (34)$$

Kde:  $Y_P$  [N] celková boční síla přenášená přední nápravou

$Y_Z$  [N] celková boční síla přenášená zadní nápravou

$\varphi$  [1] součinitel adheze

Pro suchý asfalt je dle Tab. 13 zvolen součinitel adheze  $\varphi = 0,9$ .

Celkové svislé reakce na nápravách jsou stejné, jako pro statické zatížení:

$$Z_P = G \cdot \frac{l_Z}{l} = m \cdot g \cdot \frac{l_Z}{l} = 750 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,102}{2,2} = \underline{\underline{3439,7 \text{ [N]}}} \quad (35)$$

$$Z_Z = G - Z_P = m \cdot g - Z_P = 700 \cdot 9,81 - 3439,7 = \underline{\underline{3427,3 \text{ [N]}}} \quad (36)$$

Dále platí, že:

$$Z_P = Z_P' + Z_P'' \quad (37)$$

$$Z_Z = Z_Z' + Z_Z'' \quad (38)$$

$$Y_P = Y_P' + Y_P'' \quad (39)$$

$$Y_Z = Y_Z' + Y_Z'' \quad (40)$$

Podle rovnic (33) a (34) určíme maximální velikosti bočních sil pro obě nápravy:

$$Y_P = Z_P \cdot \varphi = 1872,8 \cdot 0,9 = \underline{\underline{3095,8}} [N] \quad (41)$$

$$Y_Z = Z_Z \cdot \varphi = 4994,2 \cdot 0,9 = \underline{\underline{3084,5}} [N] \quad (42)$$

Mezní stav nastává, když dojde k odlehčení vnitřních kol a vnější kola přenášejí celou svislou i příčnou sílu. Tedy když:

$Z_P''$	$Z_P'$	$Z_Z''$	$Z_Z'$	$Y_P''$	$Y_P'$	$Y_Z''$	$Y_Z'$
3439,7	0	3427,3	0	3095,8	0	3084,5	0

Tab. 16 Maximální hodnoty sil pro obě nápravy

Pro pevnostní kontrolu ramena je tedy třeba brát maximální hodnotu příčného zatížení, vyplývající z Tab. 16.

Směr síly [N]		Podélná	Příčná	Svislá
		x	y	z
Přední náprava	Obě kola	0,0	3095,8	3439,7
	Jedno kolo	0,0	3095,8	3439,7
Zadní náprava	Obě kola	0,0	3084,5	3427,3
	Jedno kolo	0,0	3084,5	3427,3

Tab. 17 Výsledky zatížení při průjezdu zatáčkou

#### 4.1.5 Dynamické zatížení

Během provozu vozidla na něj působí mnoho různých sil, většinou však nejde o statické konstantní síly. Mají různý průběh, daný například nerovnostmi vozovky, zásahy do řízení a podobně. Toto buzení vytváří vibrace a kmitání částí konstrukce, může způsobit trhliny a výrazně snížit životnost. Takový typ namáhání je tedy z hlediska únosnosti mnohem nebezpečnější. Z uvedených důvodů je však velmi komplikované takové podmínky zahrnout do výpočtu. Proto je pro takové případy volen dynamický koeficient  $k_D$ , pomocí kterého můžeme celou situaci analyzovat jako statický případ, jen s příslušným navýšením působícího zatížení. Další možností je předpoklad ustáleného buzení pomocí zvolené funkce. Ze zkušeností však vyplývá, že výpočet pomocí dynamického součinitele je zcela dostačující pro celou dobu životnosti vozidla. Byl zvolen dynamický koeficient  $k_D = 2$ .



Pro dynamické zatížení byly určeny celkem tři jízdní režimy. První vychází ze situace, kdy vozidlo zrychluje a na zadní nápravě narůstá svislá reakce (ve směru osy z). Druhý vychází se situace, při níž vozidlo brzdí a na rameno nápravy působí velké podélné síly (ve směru osy x). Poslední pak ze situace, kdy vozidlo zatáčí a rameno nápravy přenáší příčné síly (ve směru osy y). Zatížení určená pro tyto stavy v předešlých kapitolách (Tab 14, Tab. 15, Tab. 17) byla tedy zvýšena vynásobením dynamickým koeficientem  $k_D$ .

Směr síly [N]		Podélná x	Příčná y	Svislá z
Přední náprava	Obě kola	0,0	0,0	5615,9
	Jedno kolo	0,0	0,0	2808,0
Zadní náprava	Obě kola	0,0	0,0	8118,1
	Jedno kolo	0,0	0,0	4059,0

Tab. 18 Hodnoty zatížení pro dynamický výpočet v případě zrychlování vozidla

Směr síly [N]		Podélná x	Příčná y	Svislá z
Přední náprava	Obě kola	8972,7	0,0	9969,6
	Jedno kolo	4486,3	0,0	4984,8
Zadní náprava	Obě kola	3387,9	0,0	3764,4
	Jedno kolo	1694,0	0,0	1882,2

Tab. 19 Hodnoty zatížení pro dynamický výpočet v případě brzdění vozidla

Směr síly [N]		Podélná x	Příčná y	Svislá z
Přední náprava	Obě kola	0,0	6191,5	6879,5
	Jedno kolo	0,0	6191,5	6879,5
Zadní náprava	Obě kola	0,0	6169,1	6854,5
	Jedno kolo	0,0	6169,1	6854,5

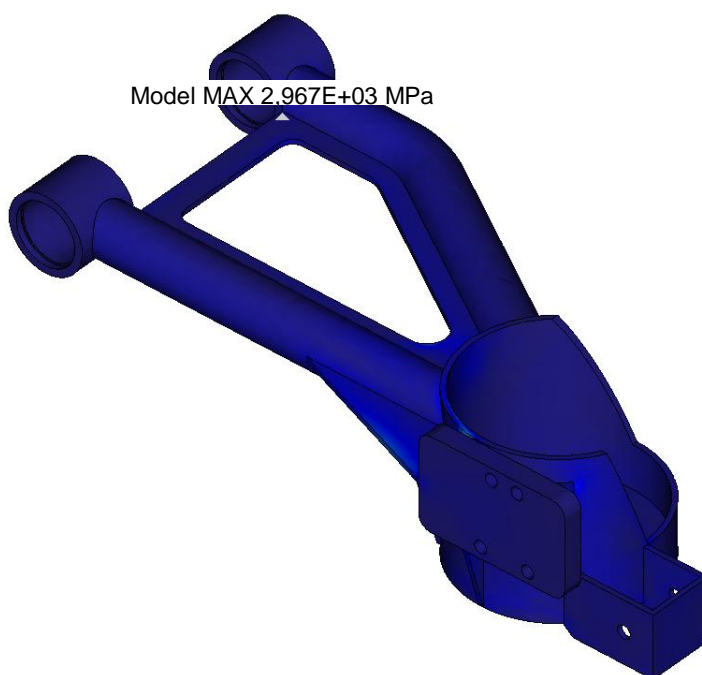
Tab. 20 Hodnoty zatížení pro dynamický výpočet v případě zatáčení vozidla

## 4.2 Kontrola dílů zadní nápravy

Na zadní nápravě bylo kontrolováno její rameno, které přenáší veškeré síly mezi kolem a rámem vozidla.

Rameno zadní nápravy bylo kontrolováno v programu ProMechanica. Tento software pro výpočet pomocí metody konečných prvků využívá aproximační P metodu. Z toho vyplývají určité optimalizace, které bylo na modelu nutné udělat, aby metoda správně konvergovala. Je totiž náchylná ke vzniku singularit, kde napětí roste nade všechny meze. Ty mohou být způsobeny nesprávně zadanými okrajovými podmínkami nebo geometrií. Ve snaze se jim vyhnout byly všechny okrajové

podmínky nastavovány na plochy a ostré hrany na modelu, kde mají být svary a kde singularity vznikají, byly doplněny stažením představujícím svar a zjemňujícím ostrý přechod. Bez těchto opatření na modelu singularity vznikaly.



*Obr. 59 Model se singularitou*

Zatížení od kola byla aplikována na plochu, kde čep kola dosedá na rameno. Protože uvažujeme dynamické namáhání a uložení pro tlumič by bylo dle vypočítaných zatížení zcela odlehčeno, což neodpovídá skutečnosti, bylo uložení tlumiče zatíženo silou 1000 N, což dle Graf 2. odpovídá zhruba rychlosti pohybu 1 m/s.

### ***Obecné okrajové podmínky:***

- v ose pryžových lůžek byl zaveden válcový souřadný systém a zamezena změna poloměrů bodům styku s pryžovou pružinou (rameno se může kolem osy volně otáčet)
- V místě osazení a drážky pro pojistný kroužek, kde je pryžová pružina uložena, byl zamezen posuv ve směru osy. Rameno je tedy na pružinách suvně uloženo a může se pouze otáčet kolem jejich osy (osa y).
- Na ploše, kde dosedá pružina, byl zamezen posuv ve směru osy pružiny. Ta tak zachytí veškeré síly působící v její ose (osa z).

#### 4.2.1 Pevnostní kontrola při rozjezdu

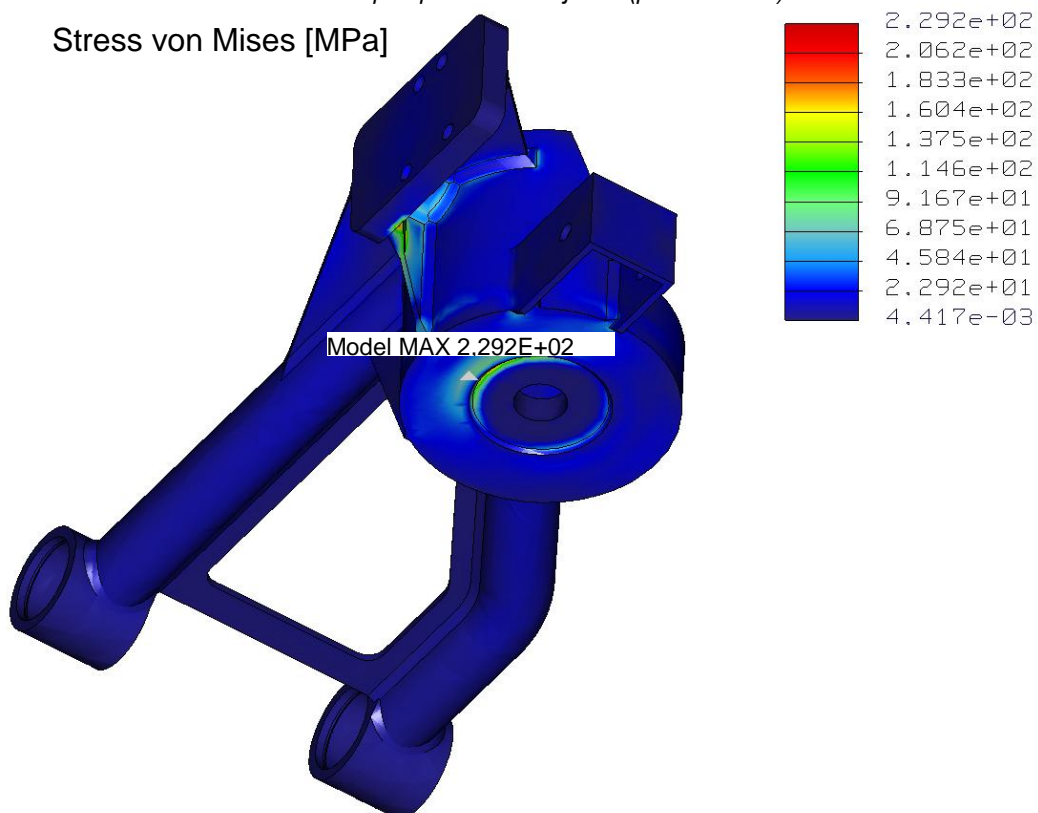
Bylo nastaveno zatížení dle Tab. 18.

Stress von Mises [MPa]



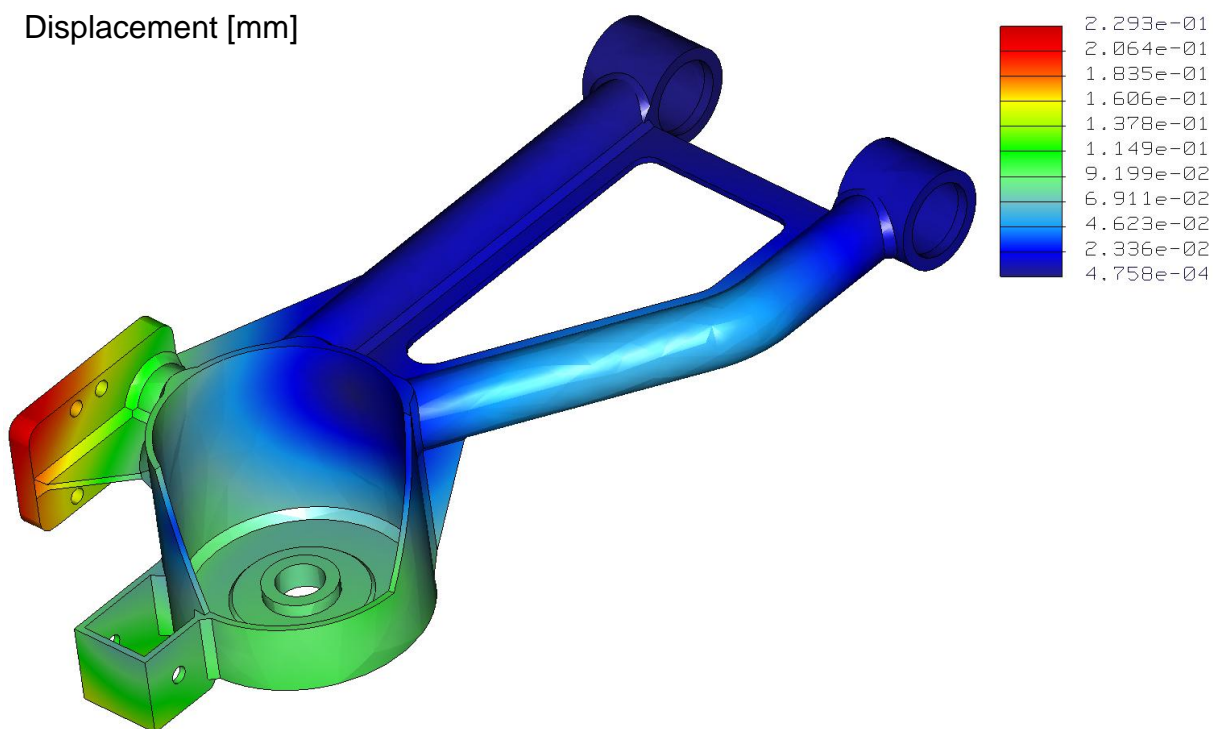
Obr. 60 Napětí při režimu rozjezdu (pohled shora)

Stress von Mises [MPa]



Obr. 61 Napětí při režimu rozjezdu (pohled zespoda)

Displacement [mm]

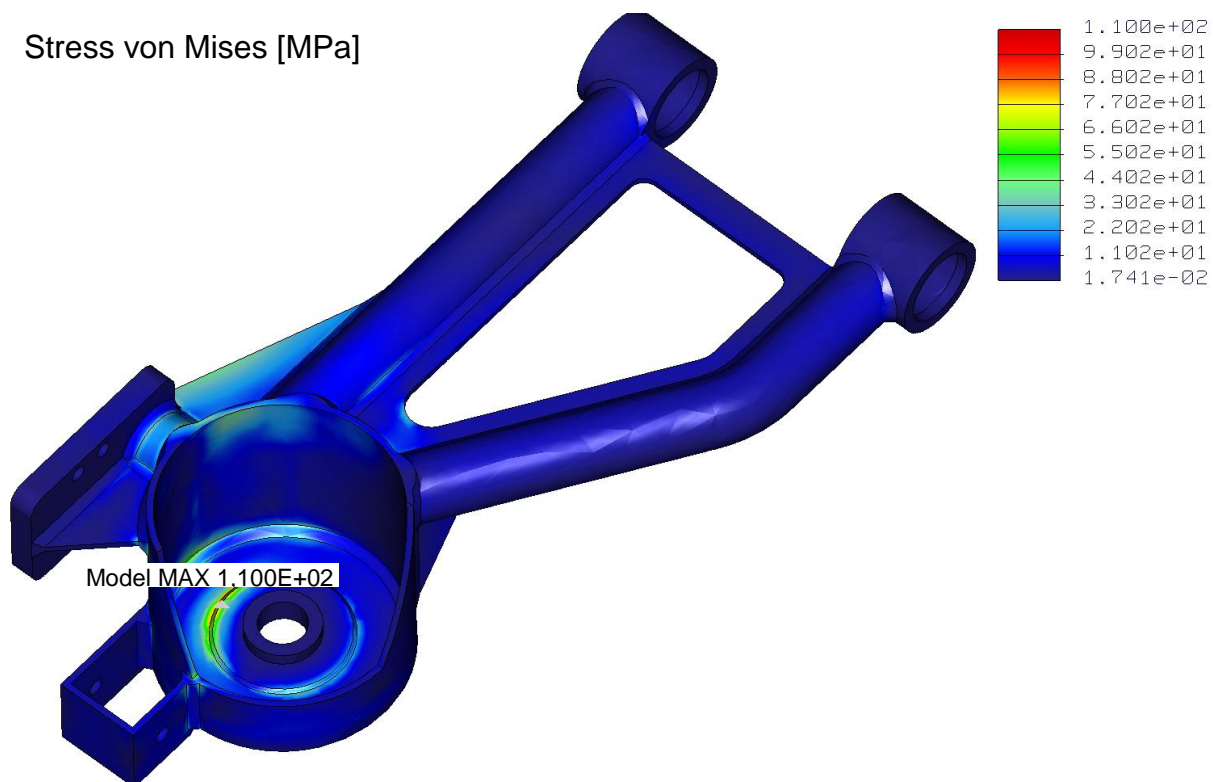


Obr. 62 Posuny při režimu rozjezdu

#### 4.2.2 Pevnostní kontrola při brzdění

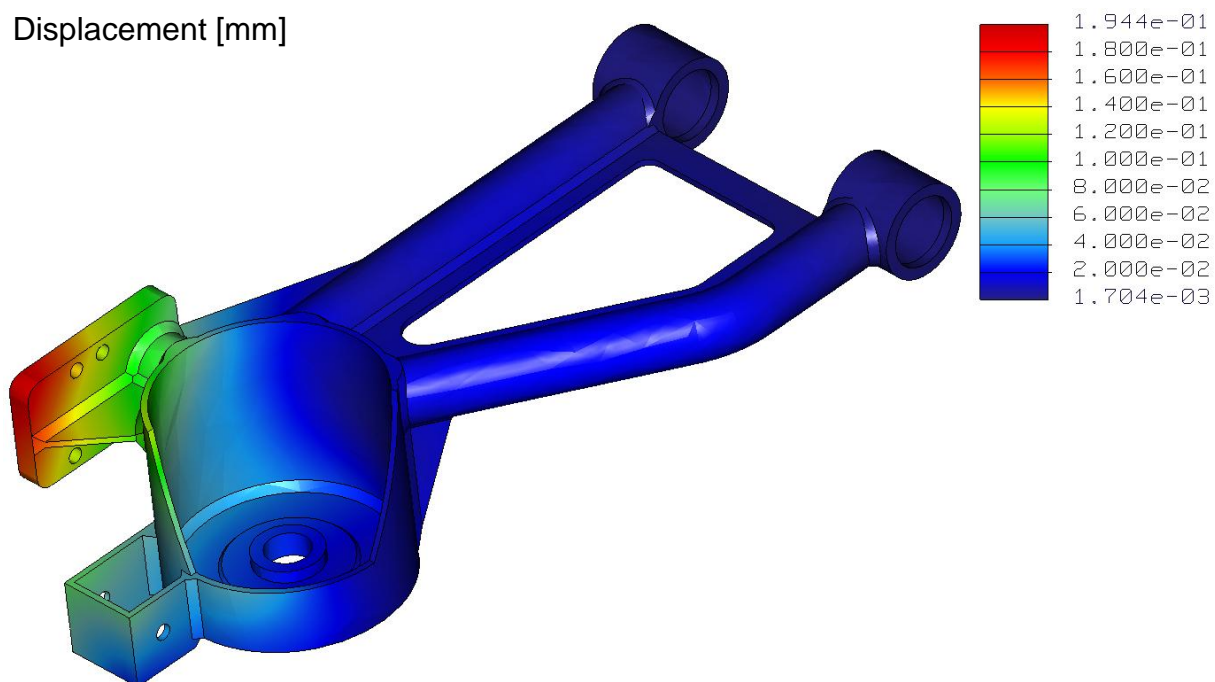
Bylo nastaveno zatížení dle Tab. 19.

Stress von Mises [MPa]



Obr. 63 Napětí při režimu brzdění (pohled shora)

Displacement [mm]

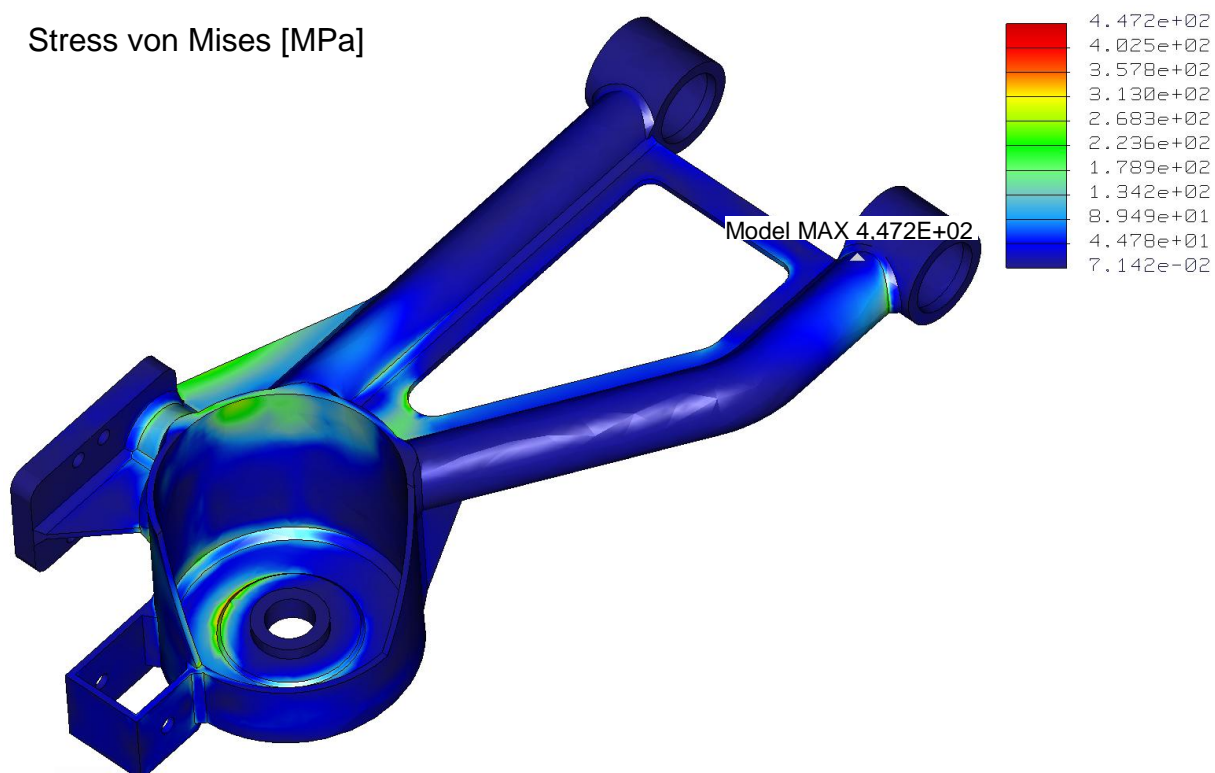


Obr. 64 Posuny při režimu brzdění

#### 4.2.3 Pevnostní kontrola při průjezdu zatáčkou

Bylo nastaveno zatížení dle Tab. 20.

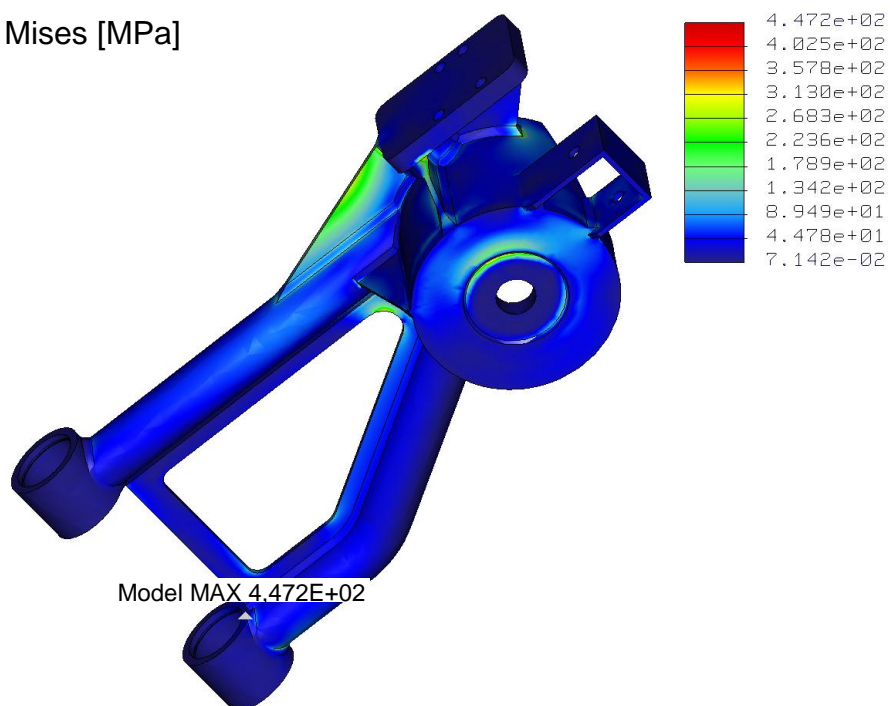
Stress von Mises [MPa]



Obr. 65 Napětí při průjezdu zatáčkou (pohled shora)

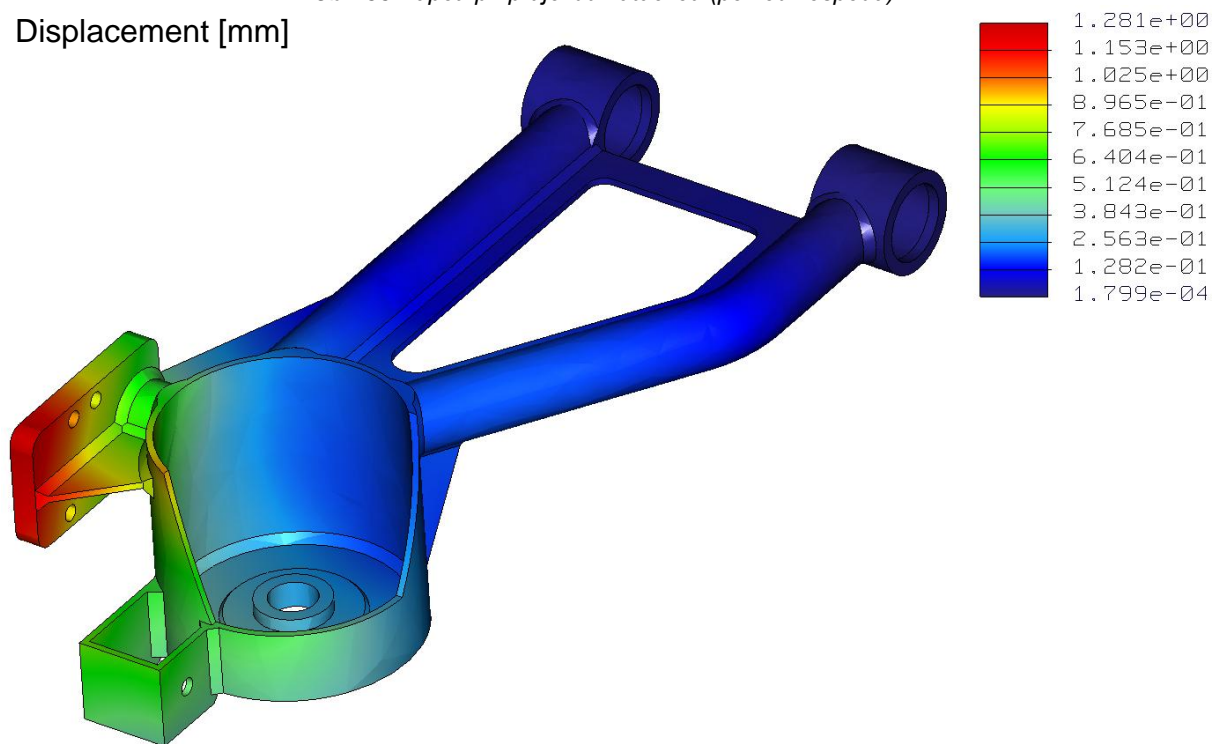


Stress von Mises [MPa]

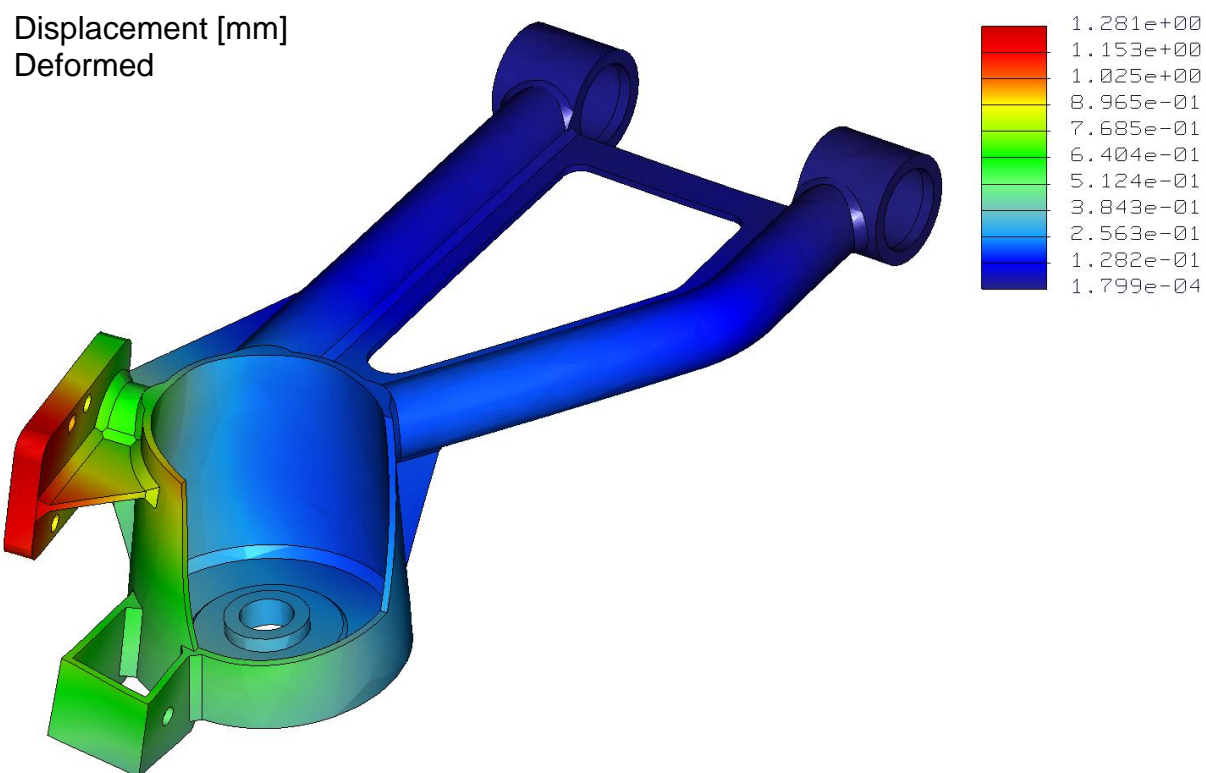


Obr. 66 Napětí při průjezdu zatáčkou (pohled zespoda)

Displacement [mm]



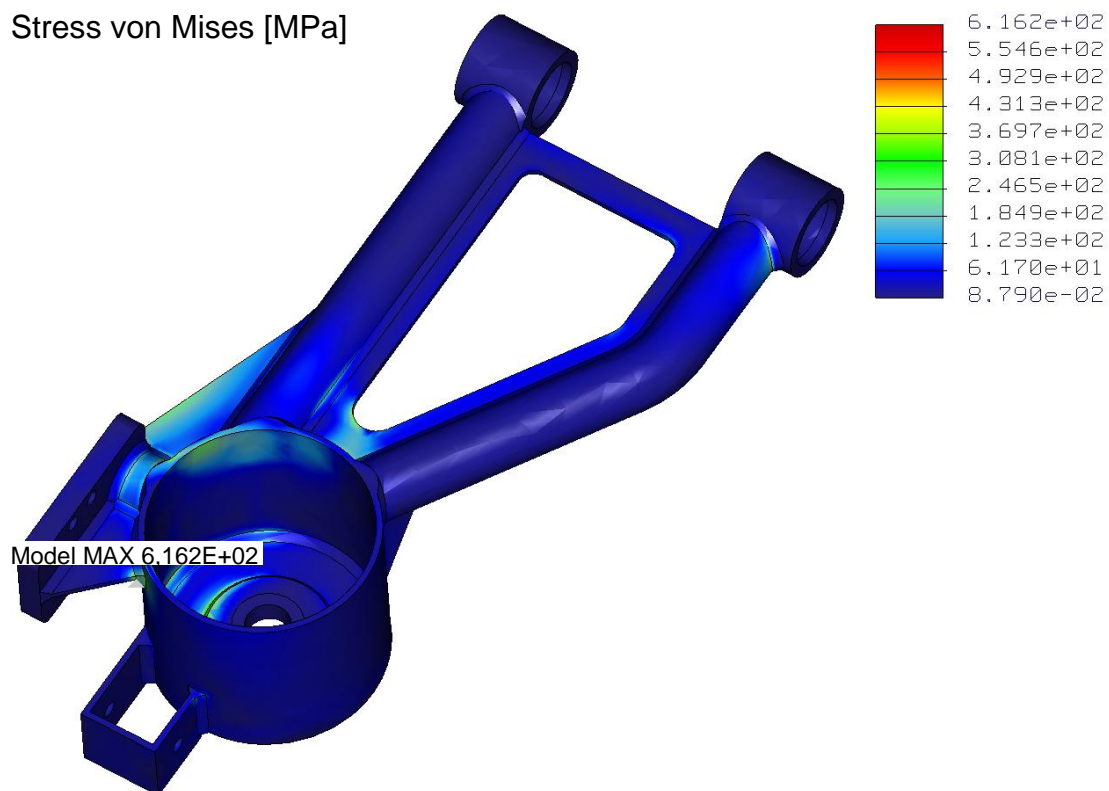
Obr. 67 Posuny při průjezdu zatáčkou



Obr. 68 Posuny při průjezdu zatáčkou (se zvýrazněnými posuvy)

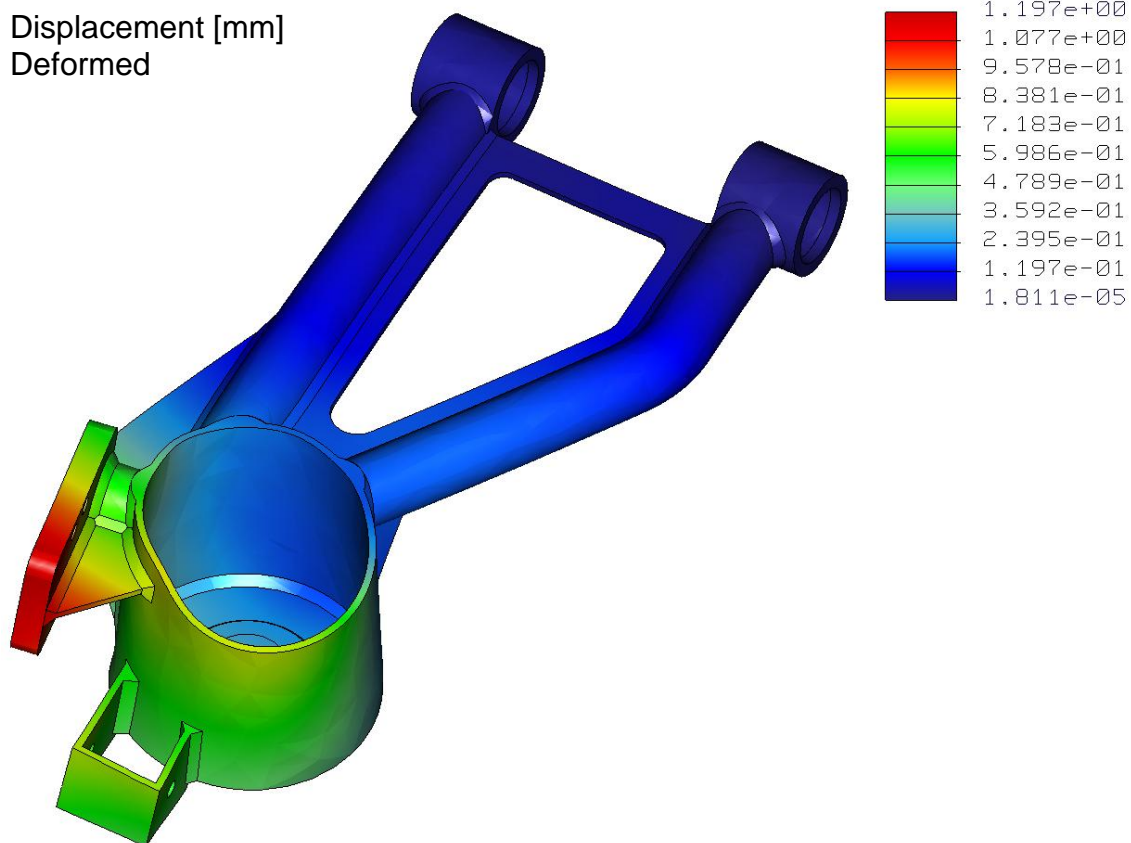
### ***Model bez odlehčení***

Pro porovnání byl proveden i výpočet na modelu bez odlehčení v oblasti pružiny. Model byl opět zatížen dle Tab. 20.



Obr. 69 Napětí u modelu bez odlehčení

Displacement [mm]  
Deformed



Obr. 70 Posuny u modelu bez odlehčení (se zvýrazněnými posuvy)

Při odstranění odlehčení nedojde k výraznému snížení deformace, ovšem napětí vzroste. Odlehčení bylo tedy zachováno.

#### 4.2.4 Kontrola svaru

S ohledem na velké namáhání sedla pružiny byl zkontrolován svar po jeho obvodu. Hodnota svislé síly byla brána z Tab. 15.

$$\tau = \frac{Z_Z}{a \cdot l_s} \quad (43)$$

Kde:  $a$  rozměr svaru [mm]  $a = 3\text{mm}$

$l_s$  délka svaru [mm]  $l_s = 439,8\text{mm}$

Po dosazení do rovnice (43) dostáváme:

$$\tau = \frac{Z_Z}{a \cdot l_s} = \frac{9988,4}{3 \cdot 439,8} = \underline{\underline{7,6}} [\text{MPa}] \quad (44)$$



#### 4.2.5 Hodnocení

Pro daný materiál a polotovar byly dle materiálového listu určeny maximální hodnoty napětí.

Mez pevnosti  $R_m$  450 až 630MPa

Mez kluzu  $R_e$  min 333MPa

Režim	Maximální napětí [MPa]
Rozjezd	316,4
Brzdění	218,3
Zatáčka	704,8

Tab. 21 Hodnoty maximálního napětí pro jednotlivé režimy

Při kontrolních výpočtech bylo zjištěno, že původně uvažovaný materiál tloušťky 2,5mm je nedostačující a byl nahrazen 4 mm silným plechem. Síla od tlumiče neměla na výsledky maximálních napětí vliv.

Režim rozjezdu a brzdění, které jsou běžné, splňují pevnostní podmínku, hodnota maximálního napětí je nižší než mez pevnosti i mez kluzu. Při režim průjezdu zatáčkou je maximální napětí menší než mez pevnosti, ovšem narůstá nad mez kluzu, hrozí tedy plastická deformace. Je ale třeba brát v úvahu, že daný režim reprezentuje opravdu extrémní situaci, kdy vozidlo jede v podstatě jen po dvou kolech, navíc je uvažováno i dynamické zatížení. Daný režim se během provozu vozidla objeví jen výjimečně a rozhodně ne dlouhodobě. Za daných předpokladů bylo usouzeno, že pevnost ramena je dostačující. Pouze pokud by k takovému extrémnímu případu během provozu vozidla došlo, je třeba zkontrolovat zavěšení zadní nápravy, zda nedošlo k jeho deformaci.

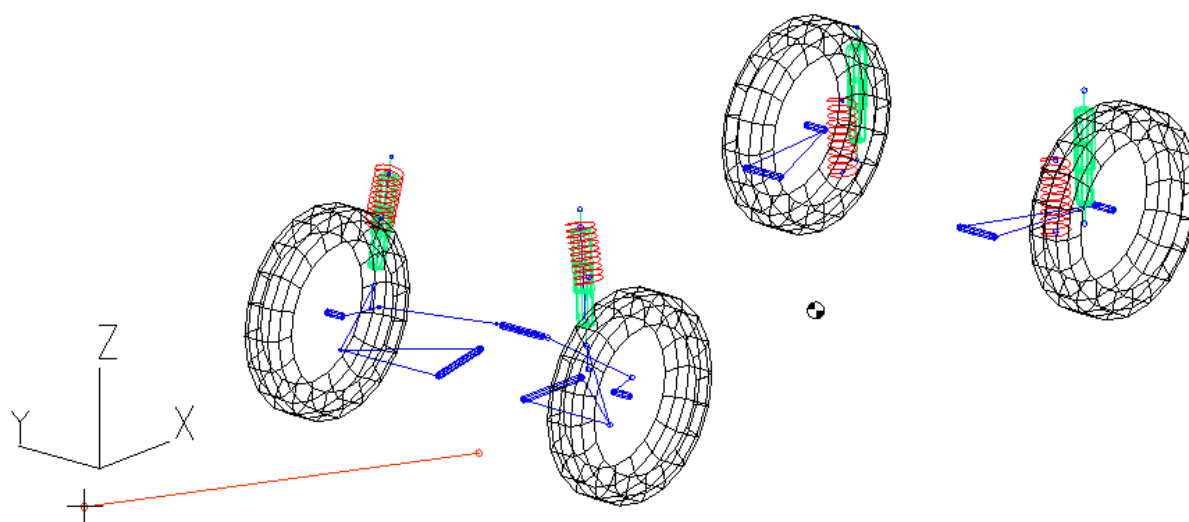
Pokud jde o posuny, ty byly největší také u režimu zatáčení a to v oblasti opěrné desky, na které je umístěn čep kola. Dosáhly hodnoty 1,3mm, což vzhledem ke kinematice celé nápravy, tuhosti dalších částí podvozku a přesnosti výroby a sestavení není významná hodnota.

## 5 Kinematika podvozku

Kinematika celého podvozku byla analyzována pomocí programu Lotus Suspension Analysis. Ten pracuje se základními třemi režimy:

- propužení (bump)
- náklon karoserie (roll)
- vytočení předních kol (steering)

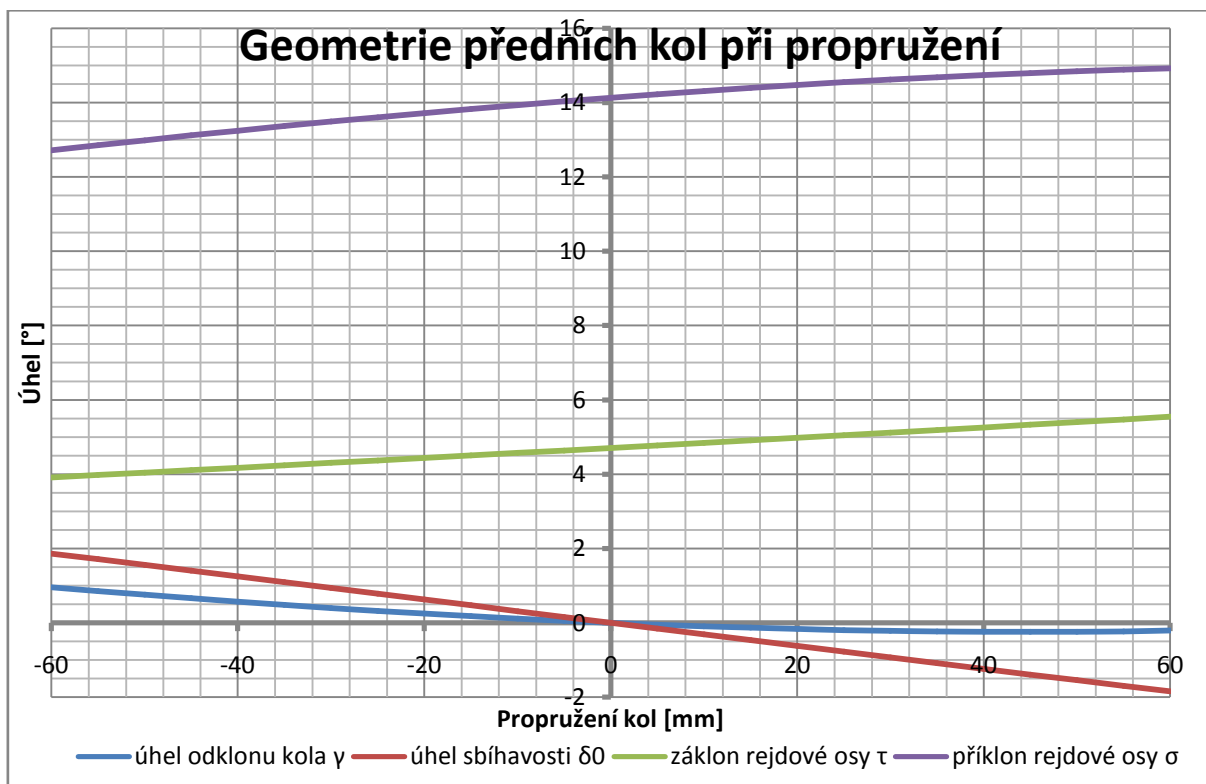
V programu byl vytvořen celý model podvozku definováním všech důležitých bodů. Výsledky jsou vždy brány pro levé kolo dané nápravy.



Obr. 71 Model v programu Suspension Analysis

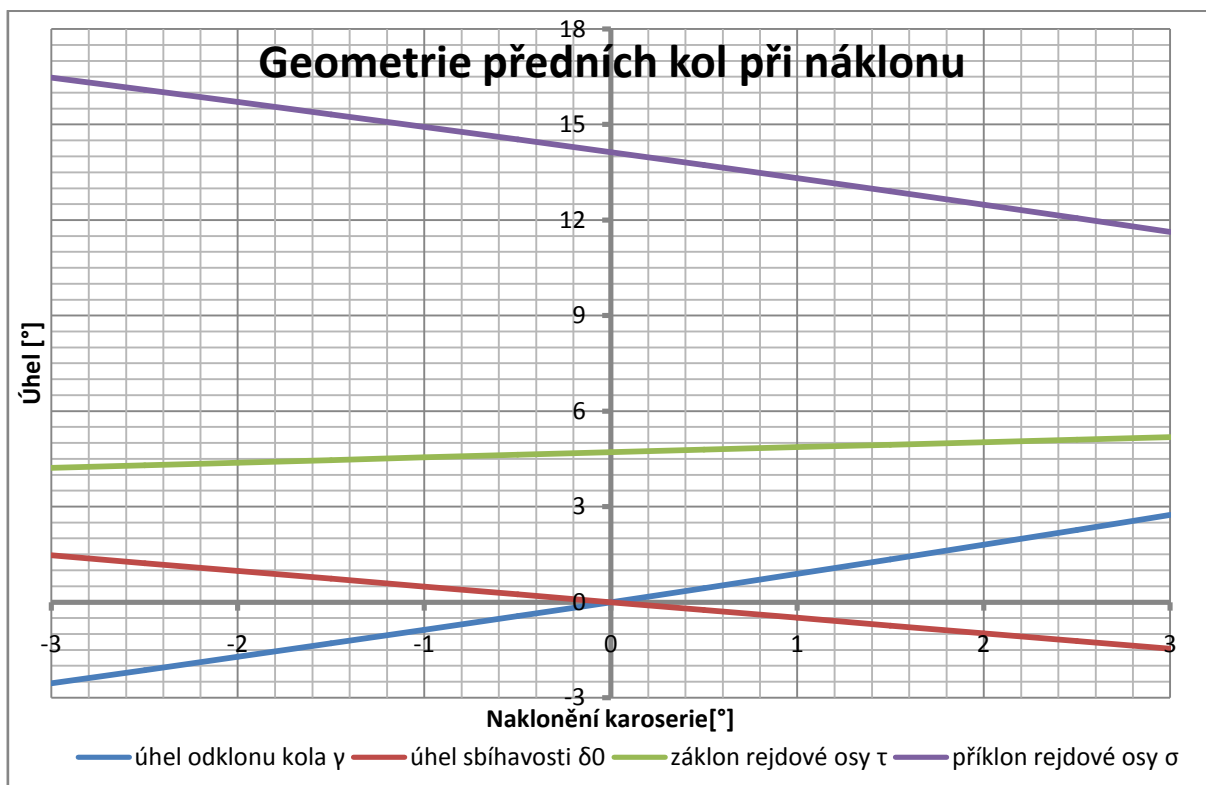
### 5.1 Změna geometrie při propužení

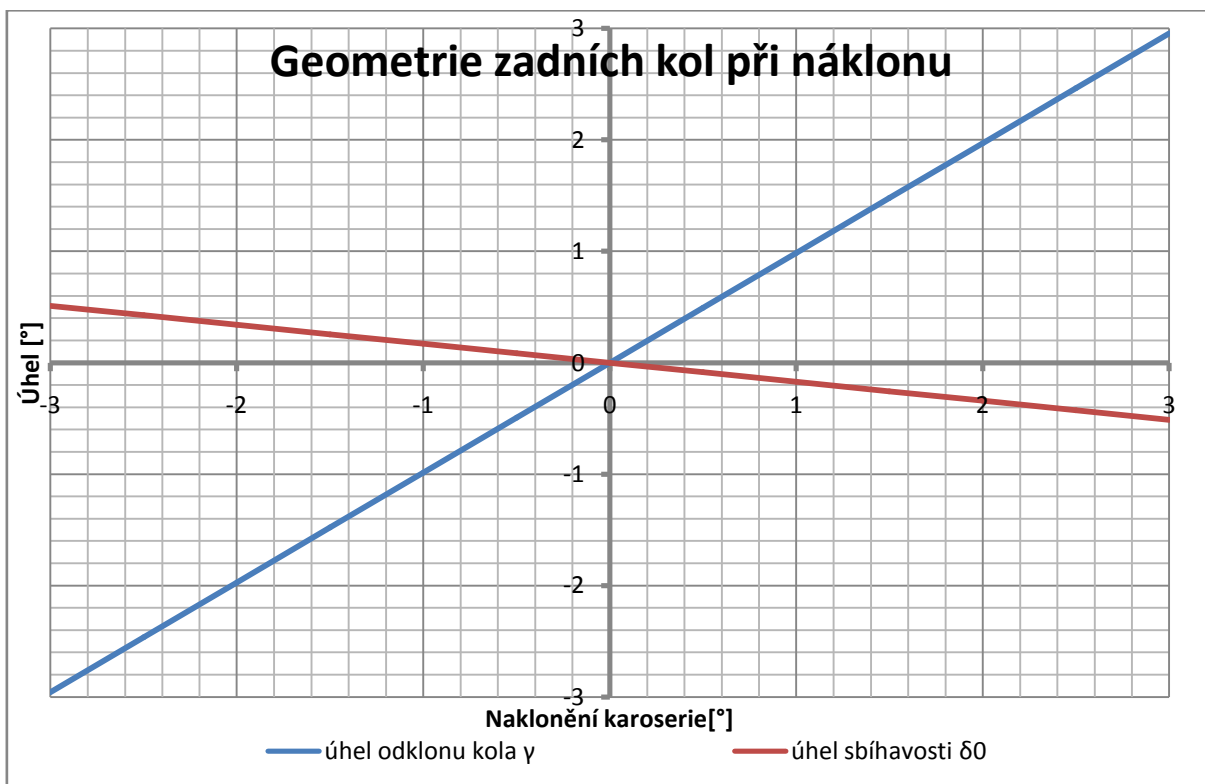
Při propužení dochází ke změně geometrie pouze na kolech přední nápravy. U zadní nápravy díky příčné ose kývání (rovnoběžná s osou  $y$ ) ke změnám geometrie nedochází, pouze k nepatrné změně rozvoru, protože kolo se ve svislém směru nepohybuje po přímce, ale po oblouku o poloměru délky ramene. Výsledky jsou patrné z Graf 3.



## 5.2 Změna geometrie při naklonění karoserie

Při náklonu karoserie naopak dochází na zadní nápravě k velmi podstatným změnám geometrie, kdy odklon kola téměř odpovídá úhlu naklonění karoserie, jak vyplývá z umístění osy kývání ramena.

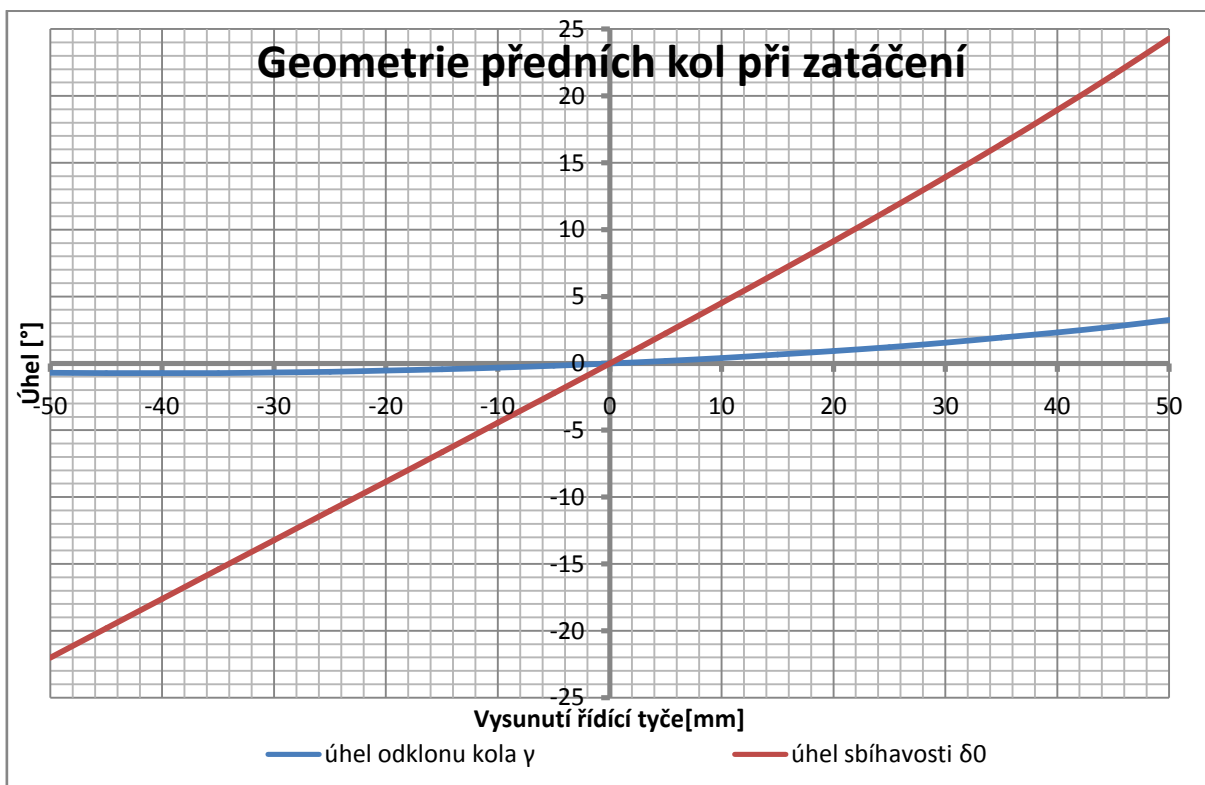




Graf 5 Geometrie zadních kol při náklonu

### 5.3 Geometrie řízení

Při řízení dochází vlivem vysunutí řídicí tyče ke změně sbíhavosti kola a tím k samotnému řízení. Tuto závislost vyjadřuje Graf 6. Graf 7 pak vyjadřuje poloměr zatáčení opět v závislosti na vysunutí řídicí tyče.



Graf 6 Geometrie předních kol při zatáčení

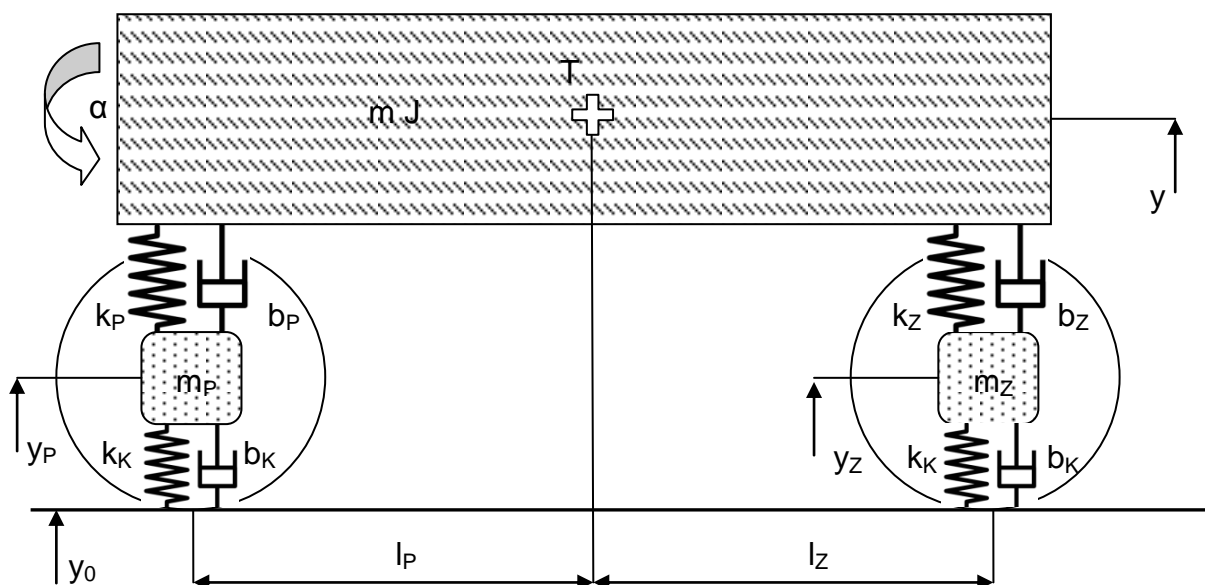


Graf 7 Poloměr zatáčky při zatáčení

Poloměr zatáčení se při nulovém vysunutí řídicí tyče blíží k nekonečnu, vozidlo se tedy pohybuje po přímce (kterou si lze představit také jako oblouk s nekonečným poloměrem). Při plném vysunutí řídicí tyče je poloměr zatáčení 5,2m, což postačuje pro pohodlné manévrování i při parkování.

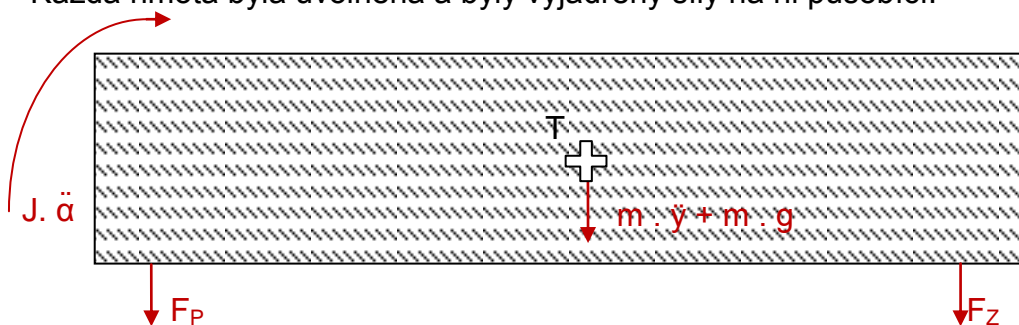
## 5.4 Dynamika podvozku

Dynamické vlastnosti podvozku byly analyzovány pomocí programu MatLab Simulink, kde byl vytvořen půlový model automobilu. Na takovém modelu lze jednoduše zjišťovat odezvu automobilu na různá buzení, zpravidla od vozovky. Oproti jednoduchému čtvrtinovému modelu lze na půlovém pozorovat i chování karoserie a úhel jejího naklopení. Také je lépe patrné vzájemné chování přední a zadní nápravy. Na modelu jsou celkem tři hmoty. Dvě reprezentují neodpružené hmoty každé z náprav a třetí samotnou karoserii vozidla se všemi důležitými součástmi. Dále je na modelu počítáno s tuhostmi a tlumením pružin a tlumičů náprav, stejně jako s tuhostí a tlumením pneumatik. Podobu modelu přibližuje Obr. 70.



Obr. 72 Schéma modelu automobilu

Každá hmota byla uvolněna a byly vyjádřeny síly na ni působící.



Obr. 73 Síly působící na karoserii

Silová rovnováha karoserie ve svislém směru:

$$m \cdot \ddot{y} + m \cdot g + F_P + F_Z = 0 \quad (45)$$

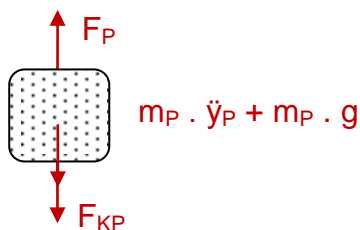
Momentová rovnováha k těžišti:

$$J \cdot \ddot{\alpha} - l_P \cdot F_P + l_Z \cdot F_Z = 0 \quad (46)$$

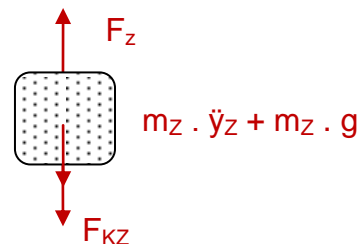
Síly  $F_P$  a  $F_Z$  vyjádříme jako:

$$F_P = k_P \cdot (y - y_P - l_P \cdot \alpha) + b_P \cdot (\dot{y} - \dot{y}_P - l_P \cdot \dot{\alpha}) \quad (47)$$

$$F_Z = k_Z \cdot (y - y_Z + l_Z \cdot \alpha) + b_Z \cdot (\dot{y} - \dot{y}_Z + l_Z \cdot \dot{\alpha}) \quad (48)$$



Obr. 75 Síly působící na přední nápravu



Obr. 74 Síly působící na zadní nápravu

Silová rovnováha na přední nápravě:

$$m_P \cdot \ddot{y}_P + m_P \cdot g + F_{KP} - F_P = 0 \quad (49)$$

Silová rovnováha na zadní nápravě:

$$m_Z \cdot \ddot{y}_Z + m_Z \cdot g + F_{KZ} - F_Z = 0 \quad (50)$$

Síly  $F_{KP}$  a  $F_{KZ}$  vyjádříme jako:

$$F_{KP} = k_K \cdot (y_P - y_0) + b_K \cdot (\dot{y}_P - \dot{y}_0) \quad (51)$$

$$F_{KZ} = k_K \cdot (y_Z - y_0) + b_K \cdot (\dot{y}_Z - \dot{y}_0) \quad (52)$$

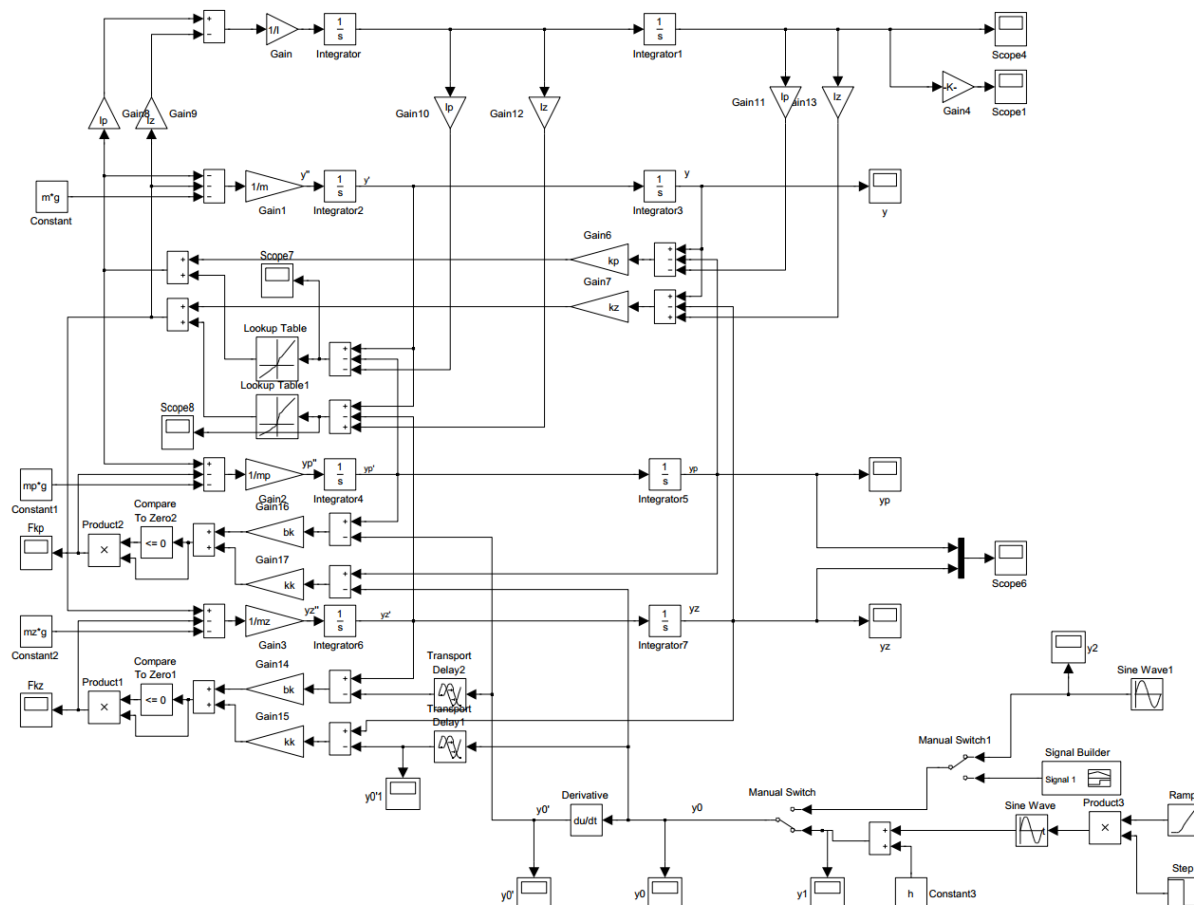
Dosazením a úpravou rovnic (45), (45), (49) a (50) získáme základní soustavu rovnic pro model:

$$\ddot{y} = \frac{1}{m} \cdot [-m \cdot g - k_P \cdot (y - y_P - l_P \cdot \alpha) - b_P \cdot (\dot{y} - \dot{y}_P - l_P \cdot \dot{\alpha}) - k_Z \cdot (y - y_Z + l_Z \cdot \alpha) - b_Z \cdot (\dot{y} - \dot{y}_Z + l_Z \cdot \dot{\alpha})] \quad (53)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{1}{J} \{ -l_P \cdot [k_P \cdot (y - y_P - l_P \cdot \alpha) + b_P \cdot (\dot{y} - \dot{y}_P - l_P \cdot \dot{\alpha})] + l_Z \cdot [k_Z \cdot (y - y_Z + l_Z \cdot \alpha) + b_Z \cdot (\dot{y} - \dot{y}_Z + l_Z \cdot \dot{\alpha})] \} \quad (54)$$

$$\ddot{y}_P = \frac{1}{m_P} \cdot [-m_P \cdot g + k_P \cdot (y - y_P - l_P \cdot \alpha) + b_P \cdot (\dot{y} - \dot{y}_P - l_P \cdot \dot{\alpha}) - k_K \cdot (y_P - y_0) - b_K \cdot (\dot{y}_P - \dot{y}_0)] \quad (55)$$

$$\ddot{y}_Z = \frac{1}{m_Z} \cdot [-m_Z \cdot g + k_Z \cdot (y - y_Z + l_Z \cdot \alpha) + b_Z \cdot (\dot{y} - \dot{y}_Z + l_Z \cdot \dot{\alpha}) - k_K \cdot (y_Z - y_0) - b_K \cdot (\dot{y}_Z - \dot{y}_0)] \quad (56)$$



Obr. 76 Schéma modelu v programu MatLab Simulink

Pro výpočet musel být určen moment setrvačnosti. Ten byl odhadnut na základě umístění nejvýznamnějších hmot na vozidle a jejich vzdálenosti od těžiště. V Tab. 22 jsou uvedeny všechny uvažované hmoty, jejich vzdálenost od zadní nápravy a také vypočtené hodnoty momentů setrvačnosti. Při výpočtu se vycházelo z jednoduchého vztahu:

$$J = m \cdot r^2 \quad (57)$$

Kde:  $J$  [kg. m<sup>2</sup>] moment setrvačnosti

$m$  [kg] hmota

$r$  [m] vzdálenost od těžiště

	$m$ [kg]	$l$ [m]	$h$ [m]	$J$ [kg.m <sup>2</sup> ]
Rám	93	0,643	0,607	43,0
Řidič	80	1,194	0,812	22,2
Spolujezdec	80	0,412	0,812	59,0
Elektromotor	59	2,323	0,59	72,1
převodovka	10	2,323	0,59	12,2
Baterie	175	1,137	0,264	50,4
Celkový:				
Těžiště		1,102	0,550	259,0

Tab. 22 Základní hmoty vozidla a vypočtený moment setrvačnosti



m	700 kg
m <sub>p</sub>	30 kg
m <sub>z</sub>	30 kg
l <sub>p</sub>	1,098 m
l <sub>z</sub>	1,102 m
b <sub>p</sub>	viz Graf 1
k <sub>p</sub>	17000 N/m
b <sub>z</sub>	viz Graf 2
k <sub>z</sub>	17000 N/m
b <sub>K</sub>	300 N . s/m
k <sub>K</sub>	300000 N/m
J	259 kg . m <sup>2</sup>
g	9,81 m/s <sup>2</sup>

Tab. 23 Hodnoty zadané do modelu

Tab. 23 uvádí vstupní hodnoty modelu. Charakteristiky tlumičů byly zadány nelineární, a to z Graf 1 a Graf 2. Tuhosti pružin jsou brány z Tab. 1 a Tab. 8.

U modelu byly ještě provedeny některé optimalizace. Mezi buzením náprav je zavedeno zpoždění, při simulaci nerovnosti je tedy přední náprava buzena dříve, než zadní. Zpoždění vychází z délky rozvoru a rychlosti pohybu vozidla. Dále bylo u sil  $F_{KP}$  a  $F_{KZ}$  ošetřeno, aby mezi kolem a vozovkou byla přenášena síla pouze v jednom smyslu. Při odskoku kola tedy není přenášena žádná síla mezi kolem a vozovkou. Tyto optimalizace přiblížily model skutečnosti.

#### 5.4.1 Statika podvozku

Nejprve byla soustava analyzována bez buzení. Tímto způsobem byly zjištěny statické hodnoty propružení a náklon vozidla v klidu.

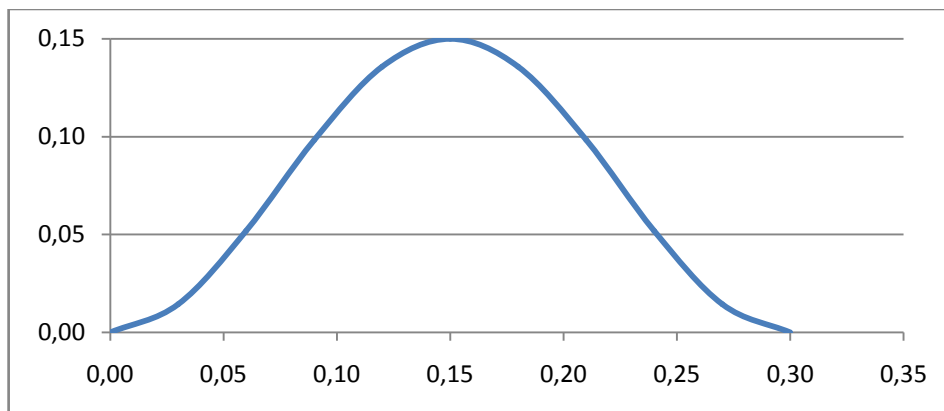
y <sub>p</sub>	-0,0124 m
y <sub>z</sub>	-0,0124 m
y	-0,2153 m
α	0,0202 °

Tab. 24 Statické výchylky

Z výsledků je patrné, že díky dobrému rozložení hmotnosti vozidla mezi nápravy a stejné tuhosti předních a zadních pružin nedochází k naklonění karoserie ve statickém režimu.

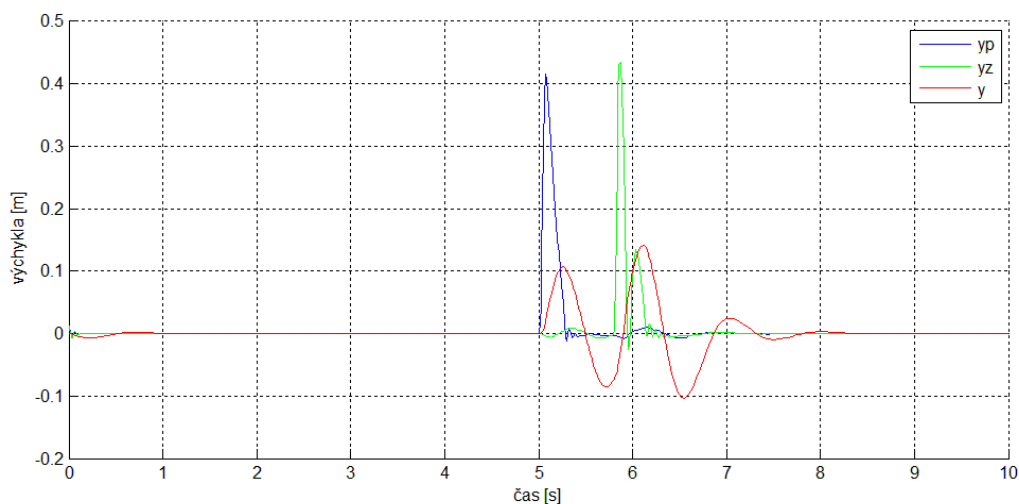
### 5.4.2 Přejezd nerovnosti

Dalším buzením byla jednoduchá nerovnost, vytvořená funkcí sinus. Použitá nerovnost je dlouhá 0,3m a vysoká 0,15m. Měla by představovat zpomalovací pás používaný například v obytných zónách.

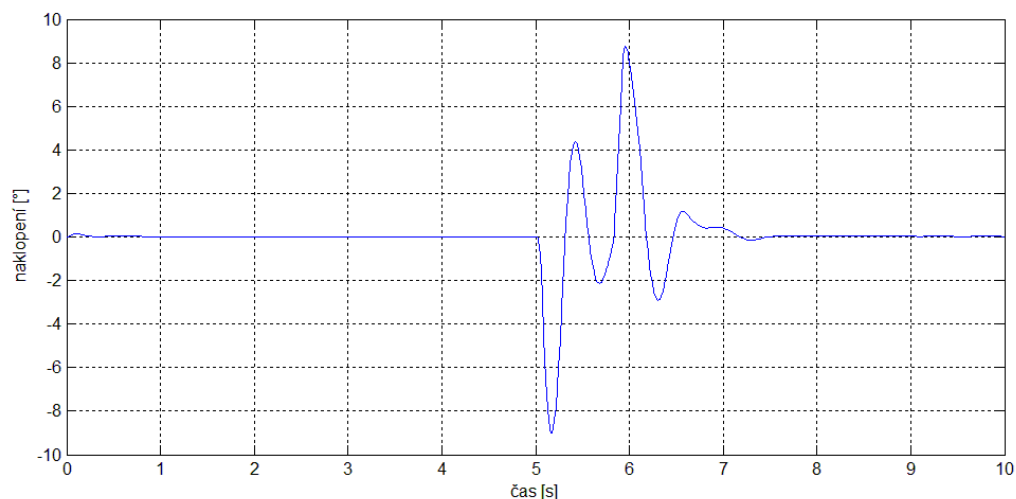


Graf 8 Použitá nerovnost

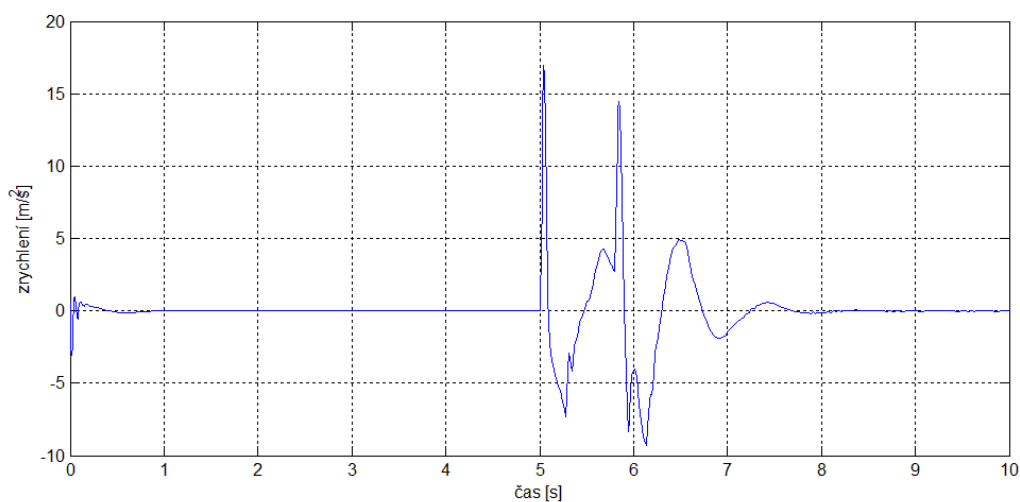
Tato nerovnost bude překonána rychlostí 10 km/h.



Graf 9 Vychýlení jednotlivých hmot v závislosti na čase při přejezdu nerovnosti



Graf 10 Naklonění karoserie  $\alpha$  v závislosti na čase při přejezdu nerovnost

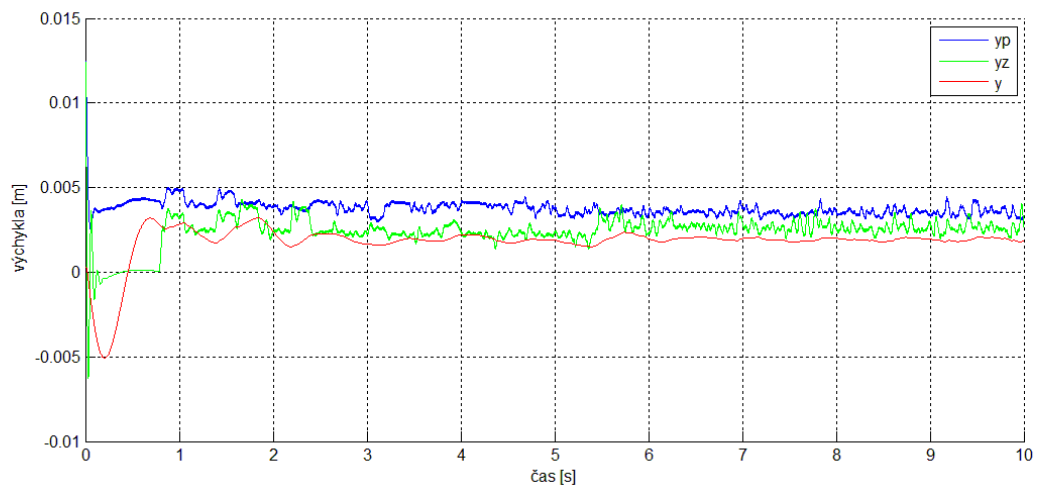


Graf 11 Zrychlení karoserie vozidla  $\gamma$  v závislosti na čase

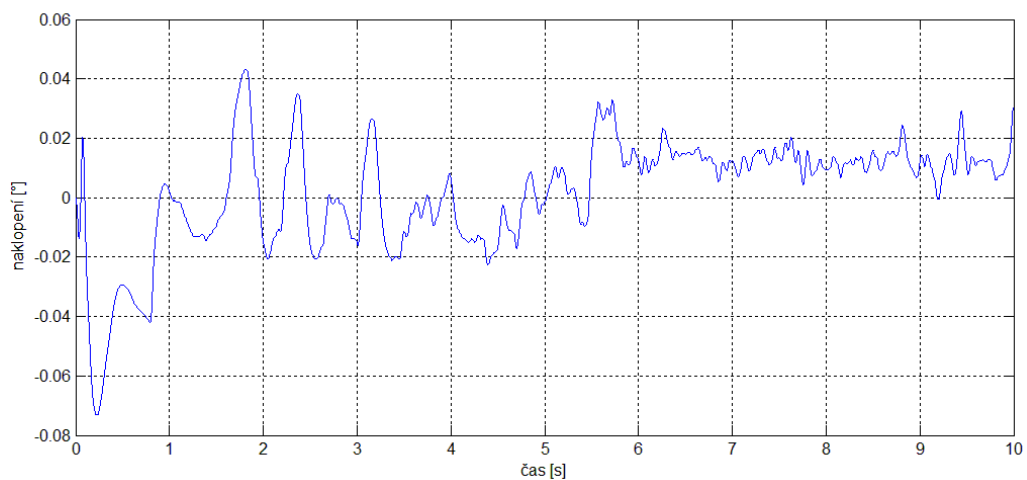
Jak je patrné z Graf 9 – 11, přejezd takové překážky v této rychlosti vyvolá téměř stejný posun karoserie jako je výška překážky a také dosti vysoké hodnoty zrychlení, působící i na posádku. Ta je ale usazena na dalších pružných členech, jako je sedačka, zrychlení působící bezprostředně na ně tedy bude nižší.

#### 5.4.2 Jízda po nerovném povrchu

Poslední variantou je jízda po nerovném povrchu. Ten je tvořen opět funkcí sinus, která má amplitudu 0,01m a její délka je 0,01m. Takové buzení může reprezentovat jízdu po kamenité cestě. Vozidlo se opět pohybuje rychlostí 10km/h.



Graf 12 Vychýlení jednotlivých hmot v závislosti na čase při jízdě po nerovném povrchu



Graf 13 Naklonění karoserie  $\alpha$  v závislosti na čase při jízdě po nerovném povrchu

U grafů jsou počáteční větší výchylky způsobeny zpožděním buzení mezi nápravami. Při jízdě po takovém povrchu zůstává karoserie téměř klidná, i její naklonění je minimální.

## 6 Závěr

---

V rámci této diplomové práce vznikl návrh podvozku elektromobilu eTUL. Výsledkem je podvozek využívající velké množství dílů v současnosti sériově vyráběných, jeho výroba tudíž nebude náročná. Byla navržena přední hnaná řízená náprava typu McPherson a zadní kliková náprava.

Konstrukce přední nápravy vychází z přední nápravy vozu Škoda Fabia (1. generace), jen bylo nutné přizpůsobit řešení menšímu rozchodu vozidla. Dále byla řešena i otázka použitého řízení. Zadní náprava je řešena pomocí nově navrženého ramena, které je doplněno některými díly opět z vozu Škoda Fabia.

Při konstrukčním řešení podvozku se vycházelo z práce, která definovala celý koncept a základní podobu i parametry vozidla Elektromobil pro dvě osoby od Lukáše Pilvouska (1). Další požadavky vyplynuly ze spolupráce na projektu. Kromě práce zabývající se podvozkem se v rámci jiných prací řešila konstrukce i dalších částí vozidla. Spolupráce probíhala především, pokud šlo o rám elektromobilu (8). Jiná práce se zabývala brzdami, zde tedy vznikly požadavky na jejich zástavbu.

Dále byla provedena pevnostní analýza. Pro zjištění zatížení jednotlivých komponent podvozku byly zvoleny jízdní režimy, během kterých byly vyšetřeny síly působící na vozidlo. Zvoleným režimem byl režim rozjezdu vozidla, režim brzdění vozidla a průjezd zatáčkou. Kontrolováno bylo rameno zadní nápravy, jelikož se jedná o nově vyráběný díl, který je velmi namáhán.

Další věcí, které byla věnována pozornost, je kinematika podvozku. Bylo vyšetřeno chování kol přední i zadní nápravy při nejbežnějších situacích, kterými jsou propružení kol, naklonění karoserie a vytočení předních řízených kol. Byla provedena i základní analýza dynamických vlastností podvozku při přejezdu překážky a jízdě na nerovném povrchu.

Pro přední i zadní nápravu byl vytvořen výkres sestavy, včetně podvýkresů nově vyráběných dílů. Tyto výkresy jsou součástí příloh této práce, v elektronické podobě se nacházejí na přiloženém disku.

## 7 Použité zdroje:

---

1. **Pilvousek, Lukáš.** *Elektromobil pro dvě osoby : diplomová práce.* Liberec : Technická univerzita v Liberci : fakulta strojní, 2012. Vedoucí práce Ing. Robert Voženílek Ph.D..
2. **Vlk, František.** *Podvozky motorových vozidel.* Brno : Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2000. ISBN 80-238-5274-4.
3. **Němeček, Pavel.** <http://www.kvm.tul.cz/>. *KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ.* [Online] [Citace: 9. březen 2013.] <http://www.kvm.tul.cz/katedra/ped/KDS2/KDS%20II%20-%208.pdf>.
4. **Hesterini, Pavel.** *Přední náprava a řízení pro vůz CTU CarTech.* Praha : České vysoké učení technické v Praze, 2010. Vedoucí práce Ing. Jan Baněček Ph.D..
5. Kroužek vymezovací (68/57,1) RO680571. *Alu Kola a disky eshop.* [Online] lcarauto. [Citace: 18. dubna 2013.] <http://www.disky-alu.cz/cz-detail-18934-krouzek-vymezovaci-68-57-1-ro680571.html>.
6. Steering Systems. *TITAN UK.* [Online] TITAN. [Citace: 28. dubna 2013.] <http://www.titan.uk.net/ui/content/content.aspx?ID=24>.
7. 2010 Catalog. *Woodward Precision Power Steering.* [Online] WOODWARD. [Citace: 28. dubna 2013.] [http://www.woodwardsteering.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=679&Itemid=581](http://www.woodwardsteering.com/index.php?option=com_content&view=article&id=679&Itemid=581).
8. **Patočka, Lukáš.** *Návrh rámu elektromobilu : diplomová práce.* Liberec : Technická univerzita v Liberci : fakulta strojní, 2013. Vedoucí práce Ing. Pavel Brabec Ph.D..
9. Ronal Showroom. *Ronal.cz.* [Online] Ronal. [Citace: 18. dubna 2013.] <http://www.ronal.cz/HauptseiteFelgen/Eigenmarken/RONAL/Showroom1/>.

ČSN 41 1523

STN 41 1523

Nelegovaná konstrukční jemnozrná

ocel vhodná ke svařování

OCEL

11 523

Chemické složení [hm. %]

C	Mn	Si	P	S	N
max 0,20	max 1,60	max 0,55	max 0,040	max 0,040	max 0,009

Polotovary

[1] tyče válcované za tepla	[8] výkovky
[2] tyče tvarové válcované za tepla	[9] tyče tažené za studena
[3] dráty válcované za tepla	[10] pásy a pruhy válcované za studena
[4] tlusté plechy válcované za tepla	[11] duté profily tvářené za tepla nebo za studena
[5] široká ocel válcovaná za tepla	[12] duté profily svařované,
[6] tenké plechy válcované za tepla	tvářené nebo tažené za studena
[7] pásy válcované za tepla	

Mechanické vlastnosti

Polotovary	[1]							
Rozměr d, t [mm]	≤ 16	16-40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200	> 200
Stav	.1							
Mez kluzu R <sub>eH</sub> [MPa] min	355	345	335	325	315	295	285	275
Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa]	490-630					470-630	450-630	
Tažnost A <sub>5</sub> [%] podél min	22	21	20			18	17	
Nárazová práce KV <sub>0°C</sub> [J] min	27					-		
Modul pružnosti E [GPa]	206							

Polotovary	[2] [3]		[4]					
Rozměr d, t [mm]	≤ 16	> 16	3-16	16-40	40-63	63-80	80-100	> 100
Stav	.0		.1			.1 nebo .5		
Mez kluzu R <sub>eH</sub> [MPa] min	355	345	355	345	335	325	315	295
Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa]	490-630		490-630				470-630	
Tažnost A <sub>5</sub> [%] min	22 podél		napříč 20		napříč 19	napříč 18		-
Nárazová práce KV <sub>0°C</sub> [J] min	-	27	27					

Polotovary	[8]					
Rozměr d, t [mm]	< 40	40-63	63-80	80-100	100-150	150-200
Stav	.1					
Mez kluzu R <sub>p</sub> [MPa] min	345	335	325	315	295	285
Mez pevnosti R <sub>eH</sub> [MPa]	490-630				470-630	450-630
Tažnost A <sub>5</sub> [%] podél min	22	21	20		18	17
Mez kluzu R <sub>p</sub> 0,2 [MPa] min za zvýšených teplot	100°C		200°C		300°C	400°C
polotovary [4] tl. 3-16 mm	315		285		255	205
polotovary [4] tl. 16-63 mm	295		265		235	195

díl 4, oceli třídy 11

Fyzikální vlastnosti						
Hustota $\rho$ [kg . m <sup>-3</sup> ]	Měrná tepelná kapacita $C_p$ [J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	Teplotní součinitel roztažnosti $\alpha$ [K <sup>-1</sup> ]	Tepelná vodivost $\lambda_1$ [W.m <sup>-1</sup> . K <sup>-1</sup> ]		Konduktivita $\lambda_e$ [ MS.m <sup>-1</sup> ]	
7 850	458	11,7.10 <sup>-6</sup>	53,4		5,9	
Odolnost proti degradačním procesům						
ODOLNOST PROTI KOROZI	ODOLNOST PROTI ÚNAVĚ		ODOLNOST PROTI KŘEHKÉMU LOMU			
	Mez únavy při ohybu za rotace	[MPa]	Lomová houževnatost $J_{Ic}$ [KJ.m <sup>-2</sup> ]		Teplota nulové houževnatosti [°C]	
běžná	324		-50 °C -70 °C -90 °C	60 80 75	výkovky  plech výkovky	-35  -30
Technologické údaje						
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ						
normalizační žhání	870-900 °C	ochlazovat na vzduchu, tlusté průřezy zrychleně				
žhání na měkko	680-710 °C	zvolna ochlazovat				
žhání ke snížení prnutí	600-650 °C	zvolna ochlazovat				
popouštění	670-700 °C	ochlazovat na vzduchu				
teploty přeměn	$A_{c1} \sim 712-738$ °C	$A_{c3} \sim 839-870$ °C	$A_{c3} \sim 831-743$ °C	$A_{r1} \sim 663-590$ °C		
TVAŘITELNOST						
třída tvářitelnosti za tepla 1		teploty tváření 1 150-800 °C				
SVAŘITELNOST						
podle ČSN 05 1309 vhodná ke svařování, max hodnotu uhlíkového ekvivalentu $C_e$ lze dohodnout						
doporučený přídavný materiál pro svařování						
el. obloukem ručně	EMn2Mo-20B	E 52. 33	E 48.93			
OBROBITELNOST						
soustružení, hoblování		frézování vrtání				
tyče stav .1 .5	14b		14b			
Použití						
Mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů a součástí strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol. Součástí tepelných energetických zařízení a součástí tlakových nádob vyrobených z tyčí.						
Ostatní vlastnosti						
Druh oceli podle způsobu výroby		Barevné značení podle ČSN 42 0010		Třída odpadu podle ČSN 42 0300		
uklidněná jemnozrná		černá - zelená		001		